

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institút dopravy

Rotačný bubnový triedič
Rotary Trommel Screen

Študent

Bc. Patrik Smetana

Vedúci diplomovej práce

doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Dátum odovzdania diplomovej práce

18.05.2020

Ostrava 2019

Zadanie diplomovej práce:

Študent:	Bc. Patrik Smetana
Študijní program:	N2301- Strojní inženýrství
Študijní odbor:	3909T001 – Konstrukční a procesní inženýrství
Špecializácia :	35 - Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma:	Rotačný bubnový triedič Rotary Drum Separator
Jazyk vypracovania:	slovenčina

Zásady pre vypracovanie:

Navrhnete rotačný bubnový triedič určený k rozdelení jednotlivých zŕn ťaženého štrkopiesku z vody na požadované frakcie 0 až 8 mm, 8 až 16 mm, nad 16 mm, podľa bližšie špecifikovaných parametrov. Otáčky triediaceho bubnu max 10 ot/min. Uhol sklonu 3 až 6 deg. Priemer bubnu max 1500 mm.

1. Úvod – obecný popis rotačného triediča – význam, funkcia, konštrukcia.
2. Rešeršná časť – Spracujte problematiku súčasného stavu (rešerše možnosťou) možných poháňaných jednotiek, ktorých otáčavý moment uvádza triediaci bubon do rotačného pohybu.
3. Návrh pohonu bubnového triediča a kontrola poháňacieho elektromotoru na rozbeh
4. Technologická časť – výpočet potrebných technologických a kapacitných výpočtov, potrebných k návrhu rotačného bubnového triediča.
5. Vytvorenie technickej dokumentácie zostavy rotačného bubnového triediča
6. Vytvoriť výkresovú dokumentáciu zostavy poháňacej jednotky rotačného bubnového triediča
7. Spracovanie výrobnjej výkresovej dokumentácie rámovej oceľovej konštrukcie rotačného bubnového triediča
8. Technická správa.
9. Záver.

Zoznam doporučenej odbornej literatúry:

- 1) JASAŇ, V. : Teória dopravných a manipulačných zariadení. Bratislava : ALFA Bratislava, 1983
- 2) JASAŇ, V. : Teória a stavba dopravníkov. Bratislava: ALFA Bratislava, 1984
- 3) CVEKL, Z., JÁNOVSKÝ, L., PODIVÍNSKÝ, V., TALACKO, J. : Teorie dopravních a manipulačných zařízení. Praha: ČVUT Praha, 1984.
- 4) CVEKL, Z., DRAŽAN, F., a kol. : Teoretické základy transportních zařízení. Praha: SNTL/ALFA PRAHA, 1976
- 5) Platné normy v oblasti dopravných a manipulačných zariadení. Technická norma: ČSN ISO 5048, Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečkami – Výpočet výkonu a tahových sil, březen 1994. Firemní literatura, katalogy výrobců

Formálne náležitosti a rozsah diplomovej práce stanovia pokyny pre vypracovanie zverejnené na webových stránkach fakulty.

Vedúci diplomovej práce

doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Dátum zadania diplomovej práce

21.12.2019

Dátum odovzdania diplomovej práce

18.05.2020

.....
doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

vedúci katedry

.....
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.

dekan fakulty

Čestné vyhlásenie

Vyhlasujem, že som celú diplomovú prácu vypracoval samostatne, pod vedením vedúceho diplomovej práce s použitím uvedenej odbornej literatúry.

V Ostrave

dátum

.....

vlastnoručný podpis

Prehlasujem, že

- Som bol oboznámený s tým, že na moju diplomovú prácu sa plne vzťahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, najmä § 35 – využitia diela v rámci občianskych a náboženských obradov, v rámci školských predstavení a využitia diela školského a § 60 – školské dielo.
- Beriem na vedomie, že Vysoká škola Baňská – Technická univerzita Ostrava (ďalej len „VŠB-TUO“) má právo nezárobkovo k svojej vnútornej potrebe diplomovú prácu použiť (§ 35 odst.3).
- Súhlasím s tým, že diplomová práca bude v elektronickej podobe uložená v Ústrednej knižnici VŠB-TUO k nazretiu a jeden výtlačok bude uložený u vedúceho diplomovej práce. Súhlasím s tým, že údaje o kvalifikačnej práci budú zverejnené v informačnom systéme VŠB-TUO.
- Bolo zjednané, že s VŠB-TUO, v prípade záujmu z ich strany, uzavriem licenčnú zmluvu s oprávnením použiť dielo v rozsahu §12 odst.4 autorského zákona.
- Bolo zjednané, že využiť svoje dielo – diplomovú prácu alebo poskytnúť licenciu k jej požitiu môžu iba so súhlasom VŠB-TUO, ktorá je oprávnená v takomto prípade od mňa požadovať primeraným príspevkom na úhradu nákladov, ktoré boli VŠB-TUO na vytvorenie diela vynaložené (až do ich skutočnej výšky).
- Beriem na vedomie, že odovzdaním svojej práce súhlasím so zverejnením svojej práce podľa zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o zmene a doplnení ďalších zákonov (zákon o vysokých školách), vo znení neskorších predpisov, bez ohľadu na výsledok jej obhajoby.

V Ostrave

dátum

.....

podpis

Meno a priezvisko autora práce
Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bc. Patrik Smetana
Ul. 17. Novembra 619/73, 083 01 Sabinov
Slovenská republika

PodĎakovanie

Téma tejto diplomovej práce vznikla na podnet jednej nemenovanej firmy, ale i prostredníctvom môjho vedúceho diplomovej práce. Pri jej vytváraní som spolupracoval s VŠB-TU Ostrava a ďakujem im za možnosť využiť ich nové výskumné prostriedky. PodĎakovanie tiež patrí celej mojej rodine a najmä môjmu vedúcemu diplomovej práce pánovi doc. Ing. Leopoldovi Hrabovskému, Ph.D. Taktiež všetkým doktorom, docentom a profesorom, ktorých rady má sprevádzali celou touto prácou.

ANOTÁCIA DIPLOMOVEJ PRÁCE

Smetana, P. Rotačný bubnový triedič : Diplomová práca. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojná, Inštitút dopravy. 2020, 75s. Vedúci práce: doc. Ing. Hrabovský, L. Ph.D.

Cieľom tejto práce je konštrukčne navrhnuť a vyriešiť pohon rotačného bubnového triediča, ktorý bude materiál deliť do troch frakcií 0 až 8 mm, 8 až 16 mm, nad 16 mm. Pohon bude riešený za pomoci štyroch kladiek, kde budú dve z nich spojené torzným hriadeľom. Triedič bude sklonený pod určitým uhlom 3° . Každopádne zošmyknutiu triediča by mali brániť záchytné prvky, ktoré unesú celú tiaž telesa. V úvode je predstavené teoretické východisko. Ďalej nasleduje krátka rešerše ohľadom rotačných bubnových triedičov. Na ňu nadväzuje popis a druhy pohonov respektíve typy bubnového triediča a neskôr aj konštrukčný variant riešenia. Práca je podrobne rozpracovaná kapacitnými, pevnostnými ako aj kontrolnými výpočtami, ktoré sú požadované. V prílohe figurujú potrebné dokumenty, ako aj výkresy pre realizáciu vybranej riešenej varianty.

Kľúčové slová : Autodesk Inventor Professional 2015, AutoCad 2015, Ansys Workbench

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Smetana, P. Rotary Drum Separator: The Master Thesis. Ostrava: VŠB- The Technical University of Ostrava, The faculty of Mechanical Engineering, The Institute of Transport. 2020, 75s. Thesis head: doc. Ing. Hrabovský, L. Ph.D.

The aim of this master thesis is to design and solve the rotary drum separator drive, which will divide the material into three fractions 0 to 8 mm, 8 to 16 mm, over 16mm. The drive will be solved using four pulleys, where two of them will be connected by a torsion shaft. The separator machine will be inclined at a certain angle 3° . In any case, gripping elements will prevent to slipping of the sorting machine, which carries the whole weight of body. At the beginning is introduced the theoretical starting point. A short search is followed by the rotary separator and sorting machines. The descriptions and types of drives or types of drum sorter follow up and also design variant of solution. The thesis is remade in details by capacitive, strength and controlling calculations, which are requested. There are in attachment the necessary documents and drawing for realization of chosen solution options.

Key Words: Autodesk Inventor Professional 2015, AutoCad 2015, Ansys Workbench

OBSAH

Obsah.....	9
Zoznam použitých značiek.....	10
Úvod.....	14
1 Teoretické východiská	16
1.1 Typy triedenia materiálov	16
1.2 Všeobecné rozdelenie triediacich zariadení (mechanických triedičov)	16
1.3 Rotačný bubnový triedič a jeho typy pohonu.....	31
Pohon za pomoci nosného hriadeľa.....	32
1.3.1 Pohon za pomoci remeňového prevodu.....	33
1.3.2 Pohon za pomoci reťazového prevodu	33
1.3.3 Pohon za pomoci ozubeného prevodu	34
1.3.4 Pohon rotačného bubnového triediča za pomoci prítlačných kladiek	34
1.4 Variant riešenia	36
2 Výpočty pohonu bubnového triediča a kontrola poháňacieho elektromotora na rozbeh s podmienkou preklzu.....	38
2.1 Výpočet bubnového triediča – kapacitné výpočty	38
2.2 Výpočet bubnového triediča – silové výpočty	40
2.3 Kontrola poháňacieho elektromotora na rozbeh	44
2.4 Podmienka preklzu	51
3 Návrh konštrukcie bubna, 3D model (pevnostné výpočty a kontrola zvarov)	52
3.1 Návrh konštrukcie bubna, základný 3D model.....	52
3.2 Pevnostné výpočty.....	52
3.2.1 Výpočet tesného pera, t. j. výpočet zaťažujúcich silových pomerov.....	52
3.2.2 Výpočet nosných skrutkových spojov.....	55
3.2.3 Výpočet namáhania radiálneho čapu	57
3.3 Kontrola hnacieho hriadeľa.....	62
3.4 Výpočet radiálnych čapov nepoháňaných kladiek na ohyb :	65
3.5 Výpočet životnosti ložísk:	67
3.6 Kontrola zvolenej pružnej obrúčovej spojky PERIFLEX.....	70
Ekonomické posúdenie	70
Technická správa	70
Záver	74
Zoznam použitej literatúry	76

ZOZNAM POUŽITÝCH ZNAČIEK

Značka	Názov	Jednotka
Db	Priemer bubna	[m]
Dk	Priemer kladky	[m]
Dč	Priemer čapu	[m]
F _A	Sila valivého odporu	[N]
Fč=F _t =F ₁	Sila pôsobiaca na čap a na zvary	[N]
F _c	Celková sila pôsobiaca na teleso	[N]
F _p	Strižná sila na čape kladky	[N]
F _{p2}	Zaťažujúca sila tesného pera	[N]
F _t	Trečia sila	[N]
F _g	Tiažová sila	[N]
F _n	Normálová sila – Strižná sila	[N]
F _p	Zaťažujúca sila	[N]
F _o	Osová sila	[N]
G	Tiaž nosné konštrukcie	[N]
J _{za}	Kvadratický moment prierezu zvaru	[m ⁴]
J _m	Moment zotrvačnosti motoru	[kg. m ²]
J _b	Moment zotrvačnosti bubnu	[kg. m ²]
J _o	Moment zotrvačnosti obručí	[kg. m ²]
J _v	Moment zotrvačnosti výstuže	[kg. m ²]
J _k	Moment zotrvačnosti kladky	[kg. m ²]
J _c	Moment zotrvačnosti celkový	[kg. m ²]
J _{pr}	Moment zotrvačnosti prevodovky	[kg. m ²]
J _{cred}	Celkový redukovaný moment zotrvačnosti	[kg. m ²]
L=l	Dĺžka bubna	[m]
M _m	Menovitý moment	[N.m]
M _{hm}	Moment hriadeľa motoru	[N.m]
M _b	Moment bubnu	[N.m]
Moč	Maximálny ohybový moment pôsobiaci na čap	[N.m]
Mč	Moment čapu	[N.m]
M _s	Statický moment	[N.m]

Mk	Krútiaci moment	[N.m]
Mc	Celkový moment bubnu	[N.m]
Md	Dynamický moment	[N.m]
Mz/Mn	Pomerný záberový moment	[N.m]
Po	Ekvivalentné statické zaťaženie	[N]
P	Tlak na čape	[MPa]
Ps	Stúpanie skrutkovice	[mm]
P _N	Výkon motora	[kW]
P _p	Príkon motora	[kW]
Pd	Dovolený tlak pre pero	[MPa]
Q	Množstvo dopravovaného materiálu – Dopravní výkon	[kg.h ⁻¹]
Rb	Polomer bubna	[m]
Rč	Polomer čapu	[m]
Rk	Polomer kladky	[m]
R _{1y} ,R _{2x} ,R _{2y}	Pôsobiace reakcie	[N]
S	Využitá plocha bubna	[m ²]
Wo	Prierezový modul v ohybe	[m ³]
Woč	Prierezový modul v ohybe	[m ³]
σo	Ohybové napätie	[MPa]
σdov	Dovolené ohybové napätie	[MPa]
σred	Redukované napätie	[MPa]
α	Sklon bubna	[°]
β	Korelačný súčiniteľ pohyblivosti žiarenia oblúka	[-]
ρs	Sypká tiaž drveného kameniva	[kg/m]
kφ	Koeficient plnenia bubna	[-]
a	Najmenšia účinná výška zvaru	[m]
b _p	Šírka pera	[m]
c _A ,l _A	Dĺžka zvaru	[m]
dč	Priemer čapu	[m]
d _C	Výpočtový priemer čapu	[m]
d _{min}	Minimálny priemer zvoleného čapu	[m]
d _h	Priemer hriadeľa	[m]
f	Súčiniteľ trenia pryž na ocel'	[-]

ζ	Rameno valivého trenia odporu	[-]
g	Tiažové zrýchlenie	[m.s ⁻²]
i_{prsk}	Skutočný prevodový pomer prevodovky	[-]
k_3	Bezpečnosť normálového napätia vo zvare – doporučené voliť 0,9	[-]
k_4	Bezpečnosť ťažného napätia vo zvare - doporučené voliť 0,8	[-]
k_s	Celková bezpečnosť zvaru	[-]
k_ϕ	Koeficient plnenia	[-]
l_{pp}	Potrebná dĺžka pera	[m]
l_p	Priama časť boku pera	[m]
m_{prk}	Hmotnosť privarenej konštrukcie	[kg]
m_b	Hmotnosť bubna	[kg]
m_c	Hmotnosť celkovej zostavy bubna	[kg]
m_m	Hmotnosť materiálu	[kg]
m_v	Hmotnosť výstuže	[kg]
η_{prsk}	Skutočná účinnosť prevodovky	[-]
η_m	Účinnosť motora	[-]
η_c	Celková účinnosť	[-]
n_{max}	Maximálne otáčky bubna	[ot/s]
n_m	Otáčky motora	[ot/s]
n_{bm}	Otáčky bubna menovité	[ot/s]
ot_m	Menovité otáčky motora	[ot/s]
p_{dbp}	Dovolený merný tlak na bok pera	[MPa]
$p_{dč}$	Dovolený merný tlak v čape	[MPa]
r'	Osová vzdialenosť bubna od kladky	[m]
t_{1p}	Hĺbka drážky v náboji	[m]
t_h	Čas potrebný k rozbehu	[s]
v	Dopravná rýchlosť	[m.s ⁻¹]
$\mu_{č}$	Čapové trenie	[-]
v_{sk}	Skutočná rýchlosť otáčania bubna	[m.s ⁻¹]
ω_b	Uhlové zrýchlenie bubna	[rad.s ⁻¹]
z	Výška zvaru	[m]
z_a	Súčiniteľ hrúbky kútového zvaru	[-]

ÚVOD

Priemysel, ako aj technológie napredujú a konštrukcia strojov sa udržuje dlhodobo v popredí. S príchodom priemyslu 4.0 bude táto oblasť potrebná, pretože navrhovať sa bude stále a je iba otázkou času či konštrukcia nových strojov nahradí každodennú ľudskú činnosť. Neustále je potrebné dostatočné využívanie strojov vo výrobe, ako aj mimo nej. Tento hlavný priemyselný boom zasiahol aj Moravsko-Sliezsky región. Väčšina týchto strojov za využíva povrchovo v spolupráci s inými dopravnými strojmi.

Na triedenie materiálu sú najlepšie rotačné bubnovú triediče, ktoré majú enormnú účinnosť. Využívajú sa pri triedení na požadovanú veľkosť zŕn materiálu. Sú tvorené oceľovým (plechovým) bubnom s horizontálnou osou rotácie, ktorá je zväčša pod uhlom. Steny bubna sú tvorené sitom s jednou alebo rozdielnou veľkosťou, ktoré triedia materiál do daných frakcií. Pohon bubna je zabezpečený elektromotorom, pričom os bubna má sklon 3-6°, čo zaručuje axiálny pohyb materiálu. Pohyb materiálu môže byť zlepšený aj kužeľovým tvarom bubna. Triediče sú masívnej konštrukcie, no vôbec nemusia byť iba statické. Niektoré z nich sú pohyblivé hlavne tam, kde sa vyžaduje rýchle premiestnenie z jedného miesta na druhé.

Jedným z nich je aj rotačný bubnový triedič, ktorý slúži na rozdelenie materiálu do výsypiek a následne zhromažďovanie, respektíve uloženie materiálu podľa tvaru zŕn na určité miesta. Problematika tejto práce spočíva v konštrukčnom návrhu rotačného bubnového triediča, najmä jeho pohonu za pomoci kladiek a tiež návrhu nosnej konštrukcie, ako celku. Pohon za pomoci nosného hriadeľa bude v jednoduchosti nahradený už vyššie spomínanými prilačnými kladkami a ďalší typ kladiek tzv. prídržné, budú brániť zošmyknutiu bubnu.

V úvode prvej kapitoly si zadefinujeme rotačný bubnový triedič, základné termíny a slová, ktoré budú tvoriť obsah celej práce. Zameriame sa na rotačné bubnové triediče a na ich rozdelenie, pričom postupne popíšeme jednotlivé typy a druhy, ktoré existujú.

Následne na to popíšeme typy konštrukčných prevedení spolu s pohonom, ktoré sa najviac využívajú v praxi a priblížime si aj možnosti ich využitia. Ďalej si porovnáme výhody a nevýhody jednotlivých konštrukčných prevedení a rozkúsujeme si variant môjho návrhu.

V praktickej časti sa budeme zaoberať najmä výpočtami a celkovou konštrukciou bubna v 3D programe, ako aj jeho 2D spracovaním.

V závere sa dozvieme či tento navrhnutý rotačný bubon vyhovuje zadaným kritériám v smeroch, ktoré sme si zadefinovali.

Hlavným cieľom tejto diplomovej práce je dosiahnuť to, aby navrhnutý rotačný bubon bol spôsobilý v reálnom využití, čiže mal by spĺňať všetky potrebné náležitosti ohľadom kvalitného pohonu a pevnej nosnej konštrukcie. Taktiež by mal byť vo všetkých aspektoch lepší, ako pohon za pomoci stredového hriadeľa. K tomuto cieľu patrí aj návrh potrebnej násypky a výsypiek podľa druhu. Celkový návrh je podložený technickou dokumentáciou zostavy, pohonu, no taktiež aj konštrukcie ako takej.

1 TEORETICKÉ VÝCHODISKÁ

Triedenie je rozdeľovací proces, pri ktorom je rozhodujúcim kritériom geometrický rozmer zrna. Triedenie delí tieto zrná podľa rozmeru a veľkosti otvoru v triediacej ploche. Toto rozdeľovanie prebieha tak, že zrno s väčším priemerom než je priemer sita neprepadne cez túto plochu. Takto sa presunie na iné sito s rozdielnym otvorom pre prepád častíc. Účinnosť iba jedného triediaceho chodu je veľmi malá, preto stálym opakovaním sa zaistí uje prepád všetkých menších zrn. Rozdielna veľkosť zrna a jeho rozptyl v oblasti triedenia predstavuje ostrosť triedenia.

1.1 Typy triedenia materiálov

Poznáme množstvo typov triedičov a separátorov, ktoré sa využívajú v prevádzke. Cieľom triedenia zmesí zrnitých materiálov je rozdeľovanie častíc zmesí podľa požadovaného účelu napr. podľa veľkosti, chemických, ako aj fyzikálnych vlastností.

Podľa spôsobu triedenia poznáme triedenie:

- 1) Triedenie na nepohyblivom rošte alebo site,
 - zrna prepadávajú podľa veľkosti ôk alebo šírky štrbiny roštu,
Poznáme : suché, t. j. triedenie sa prevádza v suchom prostredí,
mokré, t. j. navážka je na triediacu plochu privedená vodným prúdom.
- 2) Triedenie na pohyblivom site alebo rošte,
 - prepadávanie zrn podľa veľkosti ôk alebo šírky štrbiny roštu,
Poznáme : suché, t. j. triedenie sa prevádza v suchom prostredí,
mokré, t. j. navážka je na triediacu plochu privedená vodným prúdom.
- 3) Vodné triedenie,
 - rozdeľovanie jemných častíc vo vodnom prostredí podľa ich konečných pádových rýchlostí.
- 4) Vzdušné triedenie,
 - rozdeľovanie častíc podľa ich konečných pádových rýchlostí vo vzdušnom prostredí na hrubší a jemnejší podiel.

1.2 Všeobecné rozdelenie triediacich zariadení (mechanických triedičov)

1. Podľa veľkosti triedeného materiálu
 - Roštové triediče

- Sieťové triediče
2. Podľa druhov a konštrukčného usporiadania
- Rotačné triediče – valcové, kužeľové, hranolové, hviezdicové
 - Plošné triediče – natriasané, rezonančné, vibračné
3. Podľa pohybu triediacej plochy
- Nepohyblivé – typ roštových a sieťových triedičov
 - Pohyblivé:
 - a) S pohybom elementov triediacej plochy – roštové
 - b) S jednosmerným postupným pohybom triediacej plochy - pásové rošty, rotačné bubnové triediče
 - c) Vibračné triedenie (vibračné triedičky, vibračné stoly)
 - a. Kmitajúce v rovine triediacej plochy
 - b. Kmitajúce v rovine kolmej k triediacej ploche
 - c. S priestorovým kmitaním
 - Špeciálne:
 - a) Hydraulické a pneumatické, triedenie (sedimentácia, fluidácia, odstredivé odlučovanie, cyklóny, hydro-cyklóny).
 - b) Hydraulické a pneumatické rozdzušovanie (usadzovanie, vyfukovanie)
 - c) Elektrické rozdzušovanie (elektromagnetické a elektrostatické)

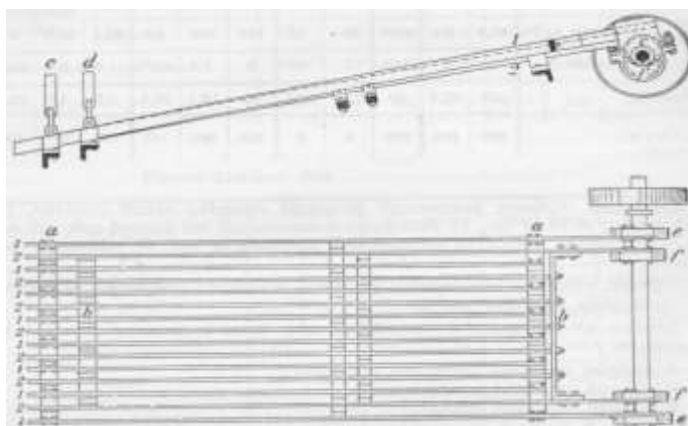
Vo vyššie spomínaných skupinách sú niektoré triediče rozdelené do podskupín z nich niektoré sú ďalej podrobnejšie rozvedené.

Roštové triediče

Využívajú sa na oddeľovanie veľkých košov zrnitého materiálu, napríklad pri drvení. Pevné rošty sa využívajú najmä so sklonom k horizontálnej rovine až 45° a pohyb materiálu sa deje samospádom, prípadne sa na rošty materiál nahadzuje.

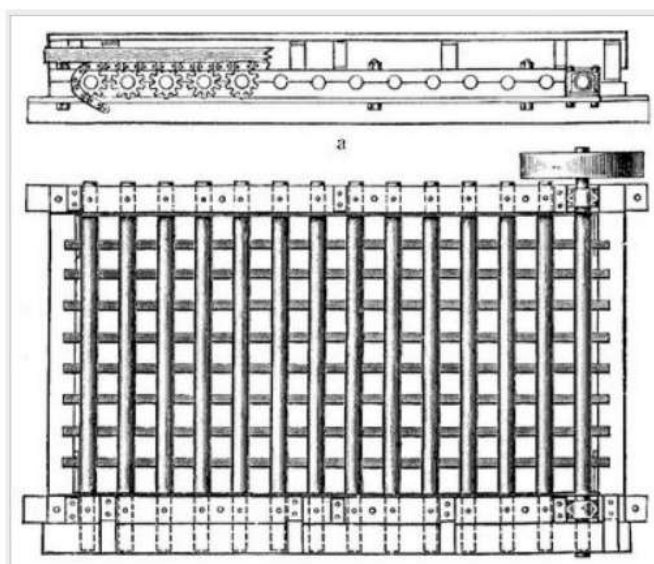
Poznáme ďalšie typy roštových triedičov a to triedič s pohyblivým roštom a s otočnými roštnicami. Triedič s pohyblivým roštom je tvorený z dvoch rámov so striedajúcimi sa priečnymi roštnicami. Jeden rám je pevný a ten druhý koná kývavý pohyb, ktorý vytvára pohyb materiálu na rošte. Nevýhodou je možnosť upchania roštu plochými kúskami materiálu.

S otočnými roštnicami má triedič tvar ozubených kotúčov usporiadaných tak, že kotúče sú uložené striedavo. Rovnomerným otáčaním roštníc je materiál posúvaný a súčasne dochádza k preosievaniu materiálu.



Obr.1 Briantov tyčový rošt [1]

Tento rošt je skonštruovaný z pevných plochých tyčí a z guľatých priečných tyčí, ktoré sú uložené otočne. Tyče majú na konci reťazové kolesá, do ktorých nabieha reťaz, ktorá nimi otáča.



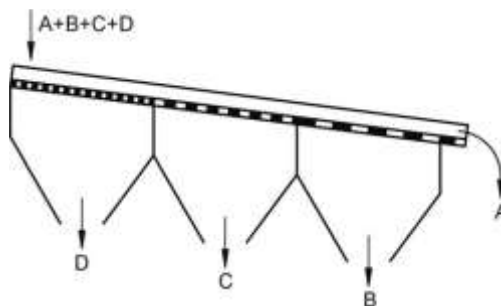
Obr.2 Borgmannov –Emdeuv rošt [2]

Sieťové triediče

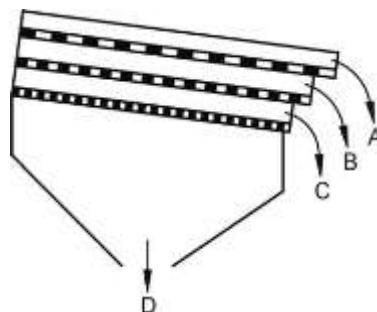
V praxi sú najčastejšie používané. Majú dva prvky, z ktorých môžu byť sitá vyrobené, buď z dierovacieho plechu alebo z páleného drôtu.

Dierované sitá sa používajú na filtráciu, môžu mať tvar štvorcového, kruhového, obdĺžnikového alebo štrbinového profilu. Vyrábajú sa z plechu prostredníctvom prestrihávania na lisoch. Veľkosť otvorov sa pohybuje zhruba medzi 10 – 50 mm a usporiadané sú tak, aby nedošlo k vytvoreniu žiadnych mostíkov medzi jednotlivými radami, po ktorých je potom materiál preosievavý.

Pletené sitá sú tiež využívané pre filtráciu a vyrábajú sa z drôtov kovových vlákien umelých, textilných hmôt. Kovové sitá sa z pravidla prevalcúvajú a ich poloha sa tak niekedy vystuží výstrednými bodovými zvarmi. Otvory sa pohybujú v rozmedzí od 0,01 – 100 mm. Účinná plocha je potom v rozmedzí 30 - 80%. Ich najväčšia výhoda je malá hmotnosť a väčšia povrchová drsnosť, ako tomu je pri dierovaných sitách. Táto drsnosť znižuje pohyb častíc po povrchu sita. V priemysle sa často používa pri triedení v dvoch verziách, respektíve radeniach t. j. radenie sít za sebou a taktiež aj radenie sít nad sebou.



Obr.3 Radenie sít za sebou [3]



Obr.4 Radenie sít nad sebou [4]

Pohyb rovinných sít sa vyznačuje týmito 3 prvkami:

- kmitavý pohyb sita po priamkovej dráhe,
- pohyb sita po kruhovej dráhe,
- pohyb sita po obecnej dráhe.

Rotačný triedič

Je to zariadenie, ktoré sa skladá z rotujúceho bubna, ktorý má valcový, kužeľový, hranolový alebo mnohouholníkový prierez a steny s otvormi. V axiálnom smere sa preprava zŕn zaisťuje sklonom osi bubna, ktorý sa nachádza v rozmedzí 3° až 6° . Rotačný triedič sa často skladá z väčšieho počtu sít, ktoré sa nazývajú frakcie. Podľa prímeru zrna sa pod rotačným bubnom obvykle nachádza kontajner, v ktorom je pod sýtna frakcia uskladnená.

Možnosťou je aj pásový dopravník, ktorý daný typ frakcie dopraví k ďalšiemu spracovaniu. Materiál, ktorý cez otvory bubna neprepadne, sa nazýva nad sýtna frakcia. Pri rotačnom triediči sa na konci nachádza výsypka, cez ktorú sa tento materiál vysypáva na dopravník.

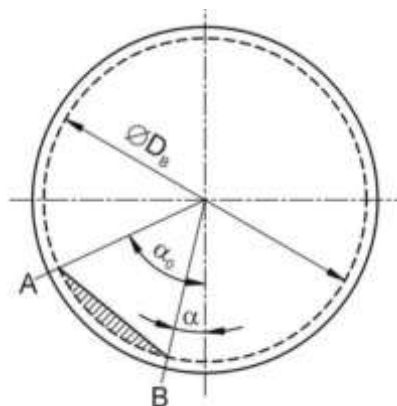
Ak je triedením potrebné získať viac triediacich frakcií než dve, triediče s rôznymi veľkosťami otvoru v bubne môžeme uložiť kaskádovito, za seba. Vďaka vzájomnému omieľaniu materiálu v bubne sa preosievaná plocha nezanáša, z dôvodu čoho stroj nevyžaduje tak časté čistenie.



Obr. 5: Rotačný triedič [5]

Metodika návrhu závisí na veľkosti jednotlivých častíc vstupnej zmesi a ich hmotnosti. Dôležitým voleným parametrom je veľkosť otvoru v stene rotujúceho bubna a podľa homogenity materiálu aj vhodná dĺžka bubna.

Pre správnu funkciu rotačného triediča je najdôležitejšia voľba otáčok tak, aby sa zaistila rovnováha ťahových a odstredivých síl.



Obr. 6: Schéma rotačného triediča [6]

Kotúčové triediace sito

Toto zariadenie triedi materiál podľa tvaru a veľkosti zŕn. Konštrukcia je vytvorená zo sústavy hriadeľov. Na týchto hriadeľoch sú nasadené tvarové kotúčové náboje. Tieto hriadele rotujú v smere pohybu triediaceho materiálu.

Pohyb je zaistený sústavou ozubených kolies a reťazou ako aj remeníc

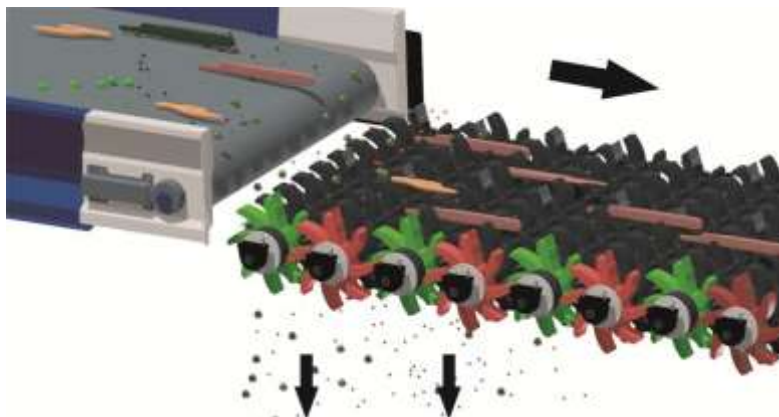


Obr. 7: Kotúčové triediace sito [7]

Princíp spočíva v prepadávaní frakcií materiálu menších, než je rozsah kotúčov. Väčšie frakcie putujú ďalej po triediči.

Oddelené frakcie dopadajú buď na dopravník a pokračujú ďalej po linke alebo do kontajnera na skládkovanie.

Pri vytvorení sériového radenia triedičov sme schopní dosiahnuť aj triedenie na viacero frakcií.



Obr. 8: Princíp fungovania kotúčového triediaceho sita [8]

Vibračný triedič a sito

Pri triedení sypkých materiálov podľa veľkosti sa využívajú vibračné triediace sitá. Triedia mierne lepkavý materiál. Tieto vibračné sitá môžu byť doplnené tzv. "o klepovými guľami", ktoré priebežne čistia plochu sita. Používajú sa na separáciu nelepivých a málo abrazívnych materiálov (pilín, štiepok, paliet) na rôzne frakcie. Konštrukcia pozváraná s oceľových profilov a plechu umožňuje viacero variantov umiestnenia s využitím rozličných spôsobov zásobovania triediča.

K separácii dochádza prepadnutím pod sýtnej frakcie otvormi sita. Vibračný triedič môže byť viac-sitový, čiže na jednom triediči sa smie roztrieť materiál na viacero frakcií. Vibračné sitá sú z drôtu alebo sú vytvorené z plechu dierovaním v závislosti na vlastnostiach triedeného materiálu.

Metodika návrhu tejto technológie sa odvíja od požadovanej veľkosti roztriedenia materiálu. V závislosti od tejto požiadavky je navrhnutý počet jednotlivých sit a veľkosť ich otvorov. Pri vyššej hmotnosti vstupného materiálu sú potrebné silnejšie vibrácie.

Vibračné triediče môžu byť rýchlobežné alebo pomaly bežné, pri ktorých dochádza k nahadzovaniu častíc na príslušné sito. Za tieto triediče považujeme tzv. vibračné triediče, sitá a vibračné stoly. Pri separácii materiálu dochádza k prepadnutiu zrna pod sýtnou frakciou cez otvory sita.

Tento druh triedičov sa používa hlavne tam, kde je možné využiť vibrácie na triedenie a posuv zŕn bez nejakého vplyvu na celkovú konštrukciu zariadenia.

Je to jednoduchý princíp, ktorý spočíva v tom, že sa vibračné budiče rozochvejú a posúvajú daný materiál na jednotlivé vytriedené miesta.

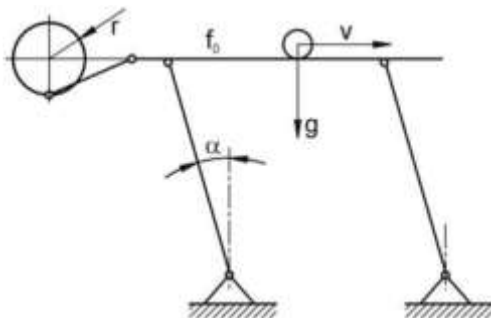


Obr.9 Vibračný triedič [9]

Nosný rám musí byť ukotvený na dobrom základe s ohľadom na účinky dynamickej sily vznikajúce pri prevádzke stroja. V nosnej časti je zavesený pohyblivý rám, ktorý je osadený výmennými sitami. Počet sít je daný počtom frakcií, na ktoré má byť triedený materiál separovaný. Stroj tak môže pracovať bez trvalej prítomnosti obsluhy. Taktiež vykazuje nízku hlučnosť a je možné ho inštalovať aj vo vnútri prevádzok.

Prašnosť prevádzky zariadenia je priamo závislá na druhu, vlhkosti a veľkosti triedeného materiálu. Stroj nie je určený pre prácu na voľných plochách, t. j. musí byť chránený proti pôsobeniu poveternostných vplyvov.

V nosnej konštrukcii je zavesený pohyblivý rám, ktorý je osadený výmennými štítmí. Počet sít je daný počtom frakcií, na ktoré má byť triedený materiál separovaný. Triediace sítá sú jednoducho vymeniteľné.



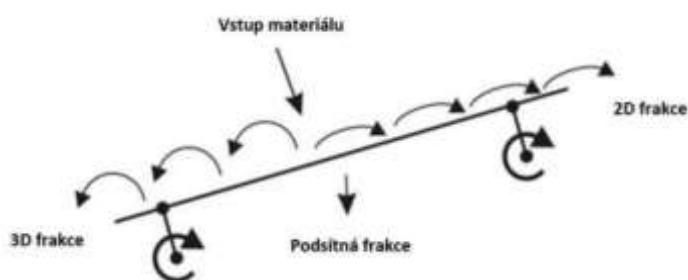
Obr. 10: Schéma vibračného triediča [10]

Balistický triedič

Pomocou tohto zariadenia je možné triediť vstupné zmesi materiálu na tri frakcie:

- Ťažká 3-D frakcia - napr. PET fľaše, sklenené fľaše, nápojové kartóny, kovový šrot
- Ľahká (plochá) 2-D frakcie - papiere, fólie, a pod.
- Pod sýtna frakcia - obvykle nečistoty a nevyužiteľné látky o malých rozmeroch

Princípom funkcie sú kmitajúce podlhovasté sitá, sklopené pod uhlom 10 - 20 °. Sitá sú pomocou kľukových hriadeľov rozhýbané, kmitajú vo vodorovnom i zvislom smere a susedné sitá kmitajú s odlišným fázovým posunom. Vďaka tomu je materiál v triediči neustále nadhadzovaný.



Obr. 11: Schéma balistického triediča [11]

Tri rôzne frakcie dopadajú na sita po inej trajektórii, čím je spôsobený ich rozdielny pohyb po triediči. Pod sýtna frakcia prepadá otvory v sitách, 2-D sa posúva smerom nahor a 3-D sa valí smerom nadol. Frakcia sú ďalej dopravníky presúvané na ďalšie spracovanie alebo skladovanie. Metodika návrhu tejto technológie sa odvíja od veľkosti jednotlivých častíc vstupného materiálu a ich hmotnosti. Čím je frakcia ťažšia, tým rýchlejšie musia kľukové hriadele rotovať.

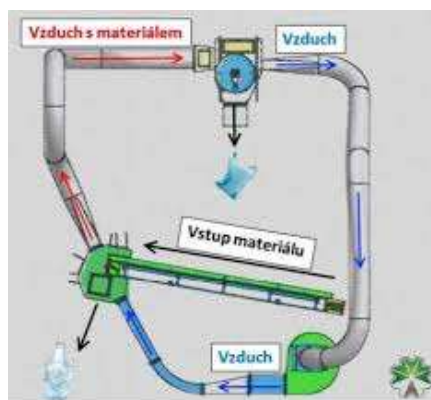


Obr. 12: Balistický triedič [12]

Vzduchový triedič

Vzduchovým triedičom sa dá triedený materiál rozdeliť podľa rýchlosti na ľahkú a ťažkú frakciu. Princípiálne sa jedná o triedenie prúdom vzduchu s triedeným materiálom.

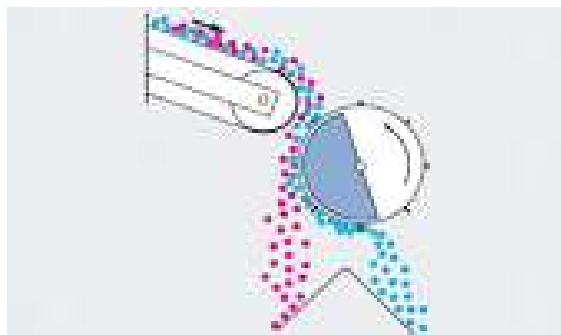
Materiál je najčastejšie privádzaný dopravníkom, ktorý má na konci ventilátor a tak prúd vzduchu poháňa materiál. So vzduchom odchádza potrubím ľahká frakcia a ťažká padá dole na dopravník. V ďalších častiach potrubia dochádza k zníženiu rýchlosti prúdenia vzduchu a tak sa aj ľahká frakcia dostáva na ďalší dopravník. Vzduch pokračuje späť do ventilátora cez prachový filter.



Obr. 13: Princíp fungovania kotúčového triediaceho sita [13]

Bubnové magnetické separátory

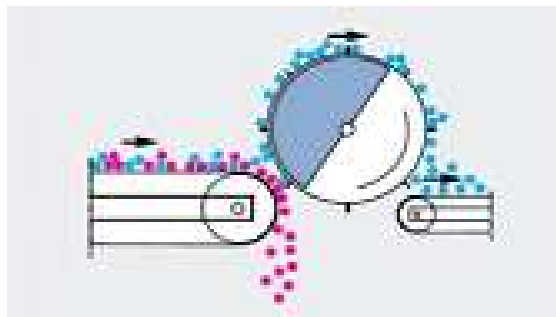
Bubnový separátor je vhodným zariadením pre odstránenie feromagnetických nečistôt z veľkého množstva odpadovej suroviny. Výhoda tohto zariadenia spočíva v priamom kontakte separovaného materiálu so separačným magnetom a v automatickej separácii. Súčasťou bubnového separátora je permanentný magnetický valec, ktorý je zvyčajne vyrobený z veľmi silných magnetov na báze kovov vzácnych zemín.



Obr. 14: Bubnový magnet č. 1 [13]

Metodika návrhu tejto technológie závisí od hrúbky vrstvy vstupnej zmesi a hmotnosti jednotlivých častíc, podľa ktorých sa volí sila magnetu. Pre menšie vrstvy sa hodia feritové magnety. Dôležitým parametrom sú otáčky bubna.

Umiestnenie dopravníkov a skladovacích nádob pre výstupný materiál za magnetické separátory je veľmi dôležité.



Obr. 15: Bubnový magnet č. 2 [13]

Bubnové magnety s krytovaním

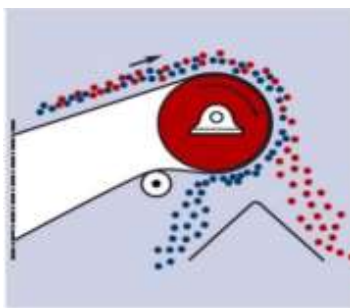
Jedná sa o bubnový magnet umiestnený v kryte, s pohonom a výstupom pre surovinu očistenú od feromagnetických nečistôt a výstup pre feromagnetický materiál. Inštalujú sa za dopravníkové pásy, ako je vidieť na Obr. 16.

Magnetické hnacie valce

Systém sa skladá z plného magnetického sektora s uhlom 360° . Je použitý namiesto hnacieho systému pásového dopravníka vid'. Obr. 17.



Obr. 16: Bubnový magnet [13]



Obr. 17: Magnetický hnací valec s krytovaním [13]

Závesné separátory s permanentnými magnetmi

Tieto separátory disponujú dostatočne hlbokým magnetickým poľom pre odstránenie feromagnetických nečistôt aj z väčších hĺbok odpadovej zmesi. Umiestňujú sa nad dopravníkový pás. Metodika návrhu tejto technológie závisí od hrúbky vrstvy vstupnej zmesi a hmotnosti jednotlivých častíc. Dôležitým parametrom je sila magnetov.

Rovnako ako pri bubnových magnetických separátoroch je u závesných separátorov vhodné voliť feritové magnety pre menšie vrstvy a neo-dymové pre väčšie. Rýchlosť dopravníka pod magnety nesmie byť príliš vysoká pre správnu účinnosť separácie. Podľa vrstvy triedeného materiálu a sily magnetu je nutné voliť vhodnú inštaláciu výšku magnetických separátorov.

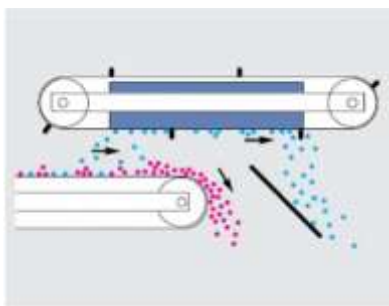
Typy:

Blokové magnety

Tento typ magnetického separátora sa hodí pre čistenie odpadovej zmesi s nízkou frekvenciou výskytu feromagnetických nečistôt, pretože vyžaduje ručné čistenie. Blokový magnet je statický, teda bez čistiaceho pásu.

Závesné pásové separátory

Ide o samočistiace magnetický separátor s permanentnými magnetmi. Samočistenie prebieha vďaka vlastnému pásovému dopravníka, ktorým je separátor vybavený. Používa sa na čistenie odpadovej zmesi s vysokým výskytom feromagnetických nečistôt. Pásový dopravník vynáša zachytené nečistoty do zbernej nádoby alebo na ďalší dopravný systém.

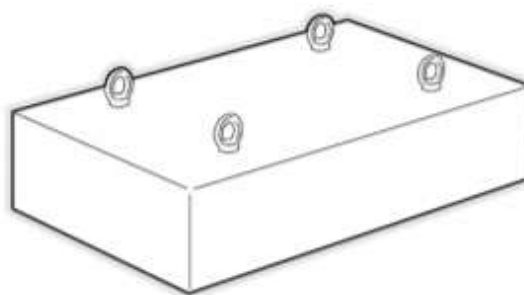


Obr. 18: Závesný pásový separátor [13]

Závesné pásové separátory a bubnové separátory s elektromagnetom

Využívajú sa na separáciu väčších feromagnetických kusov. Elektromagnetom možno separovať kovy z materiálov ako je uhlie, vápenec, piesok, a ďalšie.

Magnetické pole v týchto zariadeniach je generované cievkou napájanú jednosmerným elektrickým prúdom. Elektromagnet používa hliníkové alebo medené vodiče. Schematicky sa elektromagnetické zariadenie takmer nelíši od magnetických.



Obr. 19: Blokový magnet [13]

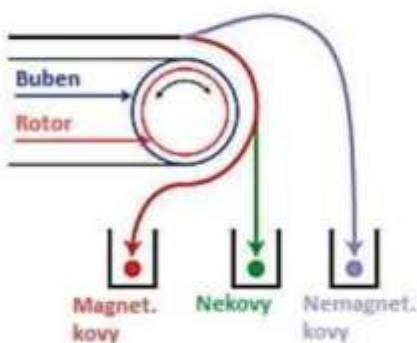
Separácia pomocou vírivých prúdov

Táto metóda slúži pre oddelenie magnetických a nemagnetických kovov od odpadovej zmesi. Vírivé prúdy vznikajú v elektrických vodičoch, ak sa v ich okolí menia magnetický indukčný tok.

Podobne ako u vyššie popísaného magnetického hnacieho valce sú v hnacom bubne dopravníka umiestnené silné permanentné magnety. Magnety sa nachádzajú na rotore, ktorý sa otáča vysokou rýchlosťou nezávisle na bubne. Vďaka tomuto javu vzniká magnetické pole s premennou indukciou, ktoré aj v nemagnetických kovoch indukuje vírivé elektrické prúdy.

Vzniká odpudivá magnetická sila, ktorá "odhadzuje" nemagnetické kovy do väčšej vzdialenosti než nekovové materiály, ktoré padajú voľným pádom. Magnetické kovy opúšťajú dopravník neskôr ako nekovy vplyvom príťažlivej magnetickej sily obr. 20.

Metodika návrhu tejto technológie závisí na hrúbke vrstvy materiálu a jeho hmotnosti, s ktorými by mala korešpondovať sila permanentného magnetu a nosnosť dopravníka. Podľa charakteristiky vstupnej zmesi je potreba vhodne zvoliť otáčky bubna, rotora a rýchlosť dopravníka. Zásobníky alebo dopravníky pre výstupný materiál musia byť vhodne umiestnené, aby materiál nepadal na zem.



Obr. 20: Separátor využívajúci vírivé prúdy [14]

Automatické NIR optické triediace zariadenie

Primárne využitie tohto zariadenia spočíva v triedení zmesového plastového odpadu zo vstupnej zmesi. Skladá sa z dvoch častí:

1.) Snímací systém

Vysiela elektromagnetické žiarenie na prechádzajúci materiál, ktoré je čiastočne pohltené materiálom a čiastočne odrazené do snímača. Materiál je rozdelený na základe absorpcie elektromagnetického žiarenia do určitých kategórií.

Snímacie systémy sa ďalej delia podľa použitých snímačov. Medzi najčastejšie používané snímače patria:

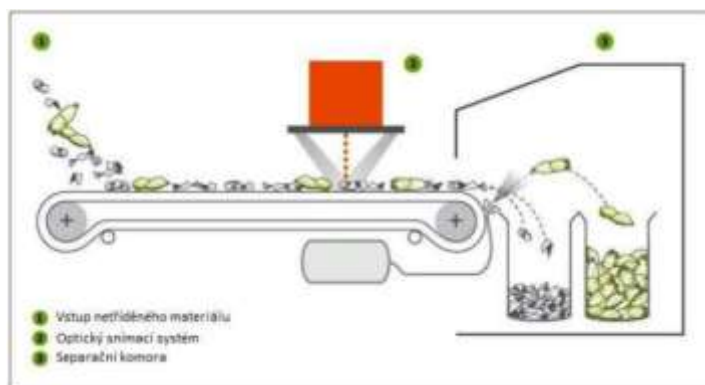
- o **VIS (Visible) snímač** - vysiela žiarenie s vlnovou dĺžkou cca 390 - 760 nm, ktorého odraz závisí na farbe snímaného predmetu,

- o **NIR (Near Infrared) snímač** - vysiela infračervené žiarenie s vlnovou dĺžkou cca 760 - 2500 nm, ktorého odraz závisí na chemickom zložení snímaného materiálu.

2.) Akčný člen

Vykonáva rozdelenie triedenej zmesi. Obvykle ním býva vzduchová tryská. Metodika návrhu tejto technológie spočíva vo voľbe vhodného snímača na základe odrazivosti a farby triedeného materiálu. Vzhľadom k nehomogenite triedenej zmesi je vhodné voliť snímač s vysokým rozsahom vlnovej dĺžky. Dôležitým voleným parametrom je rýchlosť dopravy materiálu pod snímačom, ktorá nesmie byť príliš vysoká.

Zásobníky alebo dopravníky pre výstupný materiál musia byť vhodne umiestnené, aby materiál nepadal na zem



Obr. 21: NIR optický triediaci systém [15]

Gravitačný separátor CIMBRIA HEID

Využitie tohto separátora spočíva vo vytriedení kameniva a zeminy zo vstupnej zmesi. Triedič je vybavený obdĺžnikovým sitom s vhodnou veľkosťou otvorov pre danú triedenú zmes.

Vstupný materiál je automatickým podávacím systémom dopravený na sito, kde je vplyvom vibrácií, sklonu sita a prúdu vzduchu zo spodnej časti rozdelený podľa usadzovanej rýchlosti.

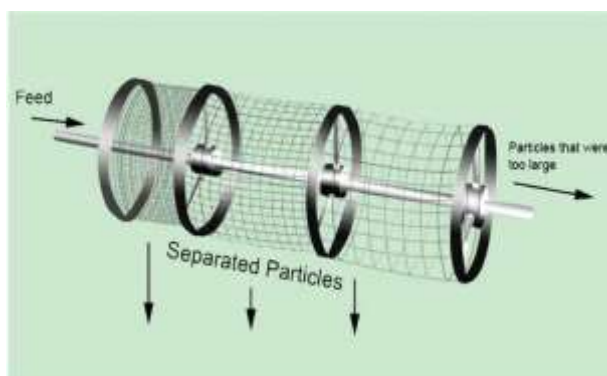
Pohyb ťažkej frakcie je zaistený harmonickým kmitavým pohybom plášťa, rovnako ako u vibračného sita. Skladovacie nádoby na triediči môžu byť odstránené, aby výstupný materiál padal na dopravník. Separátor disponuje vymeniteľnými sitami s rôznou veľkosťou otvorov. Umožňuje triediť akýkoľvek suchý partikulárny materiál. Kapacita zariadenia je až 300 kg/h.



Obr. 22: Gravitačný separátor CIMBRIA HEID [16]

1.3 Rotačný bubnový triedič a jeho typy pohonu

Je známy ako mechanický stroj na separáciu materiálu, hlavne pevných materiálov, ako štrk, ale aj radu sypkých materiálov. Skladá sa z viacerých rotačných častí, ktoré sú sklonené zväčša pod určitým uhlom. Tieto časti sú spojené buď za pomoci skrutiek, čiže ako rozoberateľný celok alebo sú spojené zvarmi do nerozoberateľného celku.



Obr. 23 – Schéma rotačného bubnového triediča s pohonom za pomoci hriadeľa [17]

Známe sú 4 typy pohonu rotačného bubnového triediča. Prvým z nich je pohon za pomoci torzného nosného hriadeľa, čiže môj aktuálny stav.

Tento typ je poháňaný priamo od elektromotora resp. od výstupu z prevodovky. Pohon má svoje výhody, aj nevýhody.

Ak hovoríme o výhodách tak môžeme spomenúť najmä to, že hriadeľ je vedený v osi celkového bubna a je podopretý na konci zväčša ložiskovým uchytением v podobe domčekov, kde sa vytvára jeho otáčavý účinok. Segmenty, ktoré spájajú celkový bubon sú spevnené

potrebnými výstuhami. Tým pádom sa zväčší hmotnosť konštrukcie a materiál, ktorý je triedený môže ovplyvniť funkčnosť otáčania hriadeľa čiže aj celkovú účinnosť rotačného bubnového triediča.



Obr. 24 – Rotačný bubnový triedič poháňaný priamo za pomoci hriadeľa [18]

Pohon za pomoci nosného hriadeľa

Tento pohon je poháňaný priamo od elektromotora resp. od výstupu z prevodovky. Tento typ pohonu má svoje výhody, aj nevýhody.

Výhody pohonu za pomoci nosného hriadeľa:

- hriadeľ je vedený v ose celkového bubna,
- je podopretý a na konci uchytený zväčša v ložiskových domčekoch,
- vytvára dobrý otáčavý účinok,
- nízke preťaženie, výstupy na kritických miestach bubnu,
- nevytvára žiadne vibrácie.

Nevýhody pohonu za pomoci nosného hriadeľa:

- ťažká konštrukcia,
- zlý pomer medzi hmotnosťou a výkonom,
- hriadeľ podlieha opotrebeniu,
- častá výmena ložísk a ložiskových domčekov,
- nedostatočne kvalitná posledná frakcia triedenia.

1.3.1 Pohon za pomoci remeňového prevodu

Ak hovoríme o tomto druhu respektíve type pohonu bubnového rotačného triediča, nemôžeme si nevšimnúť na Obr. 7, že elektromotor roztáča iba jednu remenicu a na tu druhú sa prenáša ťažná sila z elektromotora hnacieho hriadeľa na hnaný hriadeľ remenice za pomoci remeňa pri konštantnom výkone. Je to jedno z neštandardných typov, ktoré uvádzajú podobné bubnové triediče do pohybu, avšak má podobnú výhodu, ako u spaľovacích motorov a síce to, že je to jednoduché na výrobu. Tým pádom je aj cena remeníc nízka. Tichý chod s možnosťou poháňať viac hriadel'ov s dobrým tlmením rázov. Krútiaci moment sa prenáša trením a obvykle sa dajú meniť otáčky hnacieho a hnaného hriadeľa a prevod môže plniť funkciu poistnej spojky, čiže chráni stroj pred preťažením.

Medzi najhlavnejšie nevýhody tohto typu pohonu je že musí odolávať väčším tlakom na ložiská. Väčšina remeňov sa pri dlhšej prevádzke predlžuje. Majú najmä zlú odolnosť proti vysokým teplotám, vlhkosti, prachu, nečistotám a oleju.



Obr. 25 – Rotačný bubnový triedič, pohon

remeňovým prevodom s využitím nosného hriadeľa [19]

1.3.2 Pohon za pomoci reťazového prevodu

Čo sa týka reťaze je to podobné ako u remeňových prevodov, avšak rozdiel je v tom, že sa daná obvodová sila prenáša tvarovou väzbou z hnacieho hriadeľa elektromotora na ťažný člen. V stručnosti možno povedať, že sa prenáša z ozubeného kolesa na remeň alebo reťaz, a z nich aj na hnané koleso.

Výhodou oproti remeňovému prevodu je v tom, že je prevod bez sklzu. Zároveň je možné ho použiť aj pri veľkých vzdialenostiach a stále si zanecháva dobrú účinnosť. Taktiež menej namáha ložiská a hriadele. Jednou reťazou sa môže poháňať viacero hriadeľov naraz.

Ak by sme mali spomenúť nevýhody, tak môžeme hovoriť o vysokej cene a hlučnosti celého chodu. Netreba zabudnúť zároveň na to, že daný prevod je celkovo zraniteľný na presnú montáž.



Obr. 26 – Rotačný bubnový triedič, pohon reťazovým prevodom s využitím nosného hriadeľa [20]

1.3.3 Pohon za pomoci ozubeného prevodu

Ozubený prevod prenáša mechanickú energiu a otáčavý účinok z jedného hnacieho hriadeľa na druhý hnaný nútené a bez sklzu. Využíva sa tam, kde sa dajú využiť prevody so stálym prevodovým pomerom a s malou osovou vzdialenosťou hriadeľov, keďže ozubené prevody sú tvárovým prevodom s určitým stykom.

Výhodu majú najmä čo sa týka účinnosti, spoľahlivosťou funkcií, kompaktným usporiadaním, veľkou životnosťou a jednoduchou obsluhou.

Nevýhoda je v tom, že pri výrobe ozubených kolies treba dbať na nesmiernu presnosť a na to sú potrebné špeciálne nástroje a stroje. Aj malé chyby môžu v konečnom dôsledku spôsobiť chvenie a hluk prevodu, no a následne aj celého stroja v prevádzke.

1.3.4 Pohon rotačného bubnového triediča za pomoci prítlačných kladiek

Pohony sú zariadenia, ktoré nám menia energiu dodávanú na mechanickú prácu. U dopravných strojov a zariadení sa využívajú iba určité typy pohonov, najmä tie najefektívnejšie. Tento pohon máme v zadaní tejto diplomovej práce. Často sa využíva v praxi ako jedna z dosť častých variantov pri konštrukcii bubnového rotačného triediča. Jej hlavná

podstata je tvorená zväčša 4 kladkami, na ktorých leží celá konštrukcia bubna, ktorá sa otáča a tým pádom sa triedi aj potrebný materiál. Najčastejšie sú poháňané 2 kladky buď na jednej strane za pomoci torzného hriadeľa (naš prípad), alebo každá samostatne alebo taktiež každý pár kladiek samostatne. Všetky sú poháňané elektromotorom s prevodovkou na priamo.

Výhody pohonu za pomoci prítlačných kladiek:

- neexistuje žiaden hriadeľ,
- ľahká konštrukcia a efektívne roztočenie bubnu,
- vytvára dobrý otáčavý účinok a požaduje menší elektromotor,
- využitie princípu odvaľovania, nevytvára žiadne vibrácie,
- žiadne iné telesá v priestore triedenia materiálu,
- využitie súmerného zaťaženia,
- rozloženie hmotnosti a otáčavého účinku,
- možnosť pohonu viacerých kladiek súčasne.

Nevýhody pohonu za pomoci prítlačných kladiek:

- možnosť prešmyknutia pri rozbehu,
- pri nevyužití ďalších kladiek možnosť zošmyknutia,
- veľké axiálne sily v ložiskách kladiek pri rozbehu,
- dôslednejšia nosná konštrukcia.

Ako vidíme z Obr. 27 celá konštrukcia bubna je vystužená z vnútra tak, ako aj z vonku. Z vonkajšej strany sú súčasťou aj výsypky, ktoré ústia buď na ďalší dopravník, do zásobníka alebo skončia na voľnej hromade.



Obr. 27 – Rotačný bubnový triedič, pohon za pomoci kladiek resp. pneumatík [21]

Najčastejšie sa tento bubon pod sklonom zadržiava za pomoci prídržných kladiek , ktoré spolupracujú s plechom a bránia voči zosunutiu.

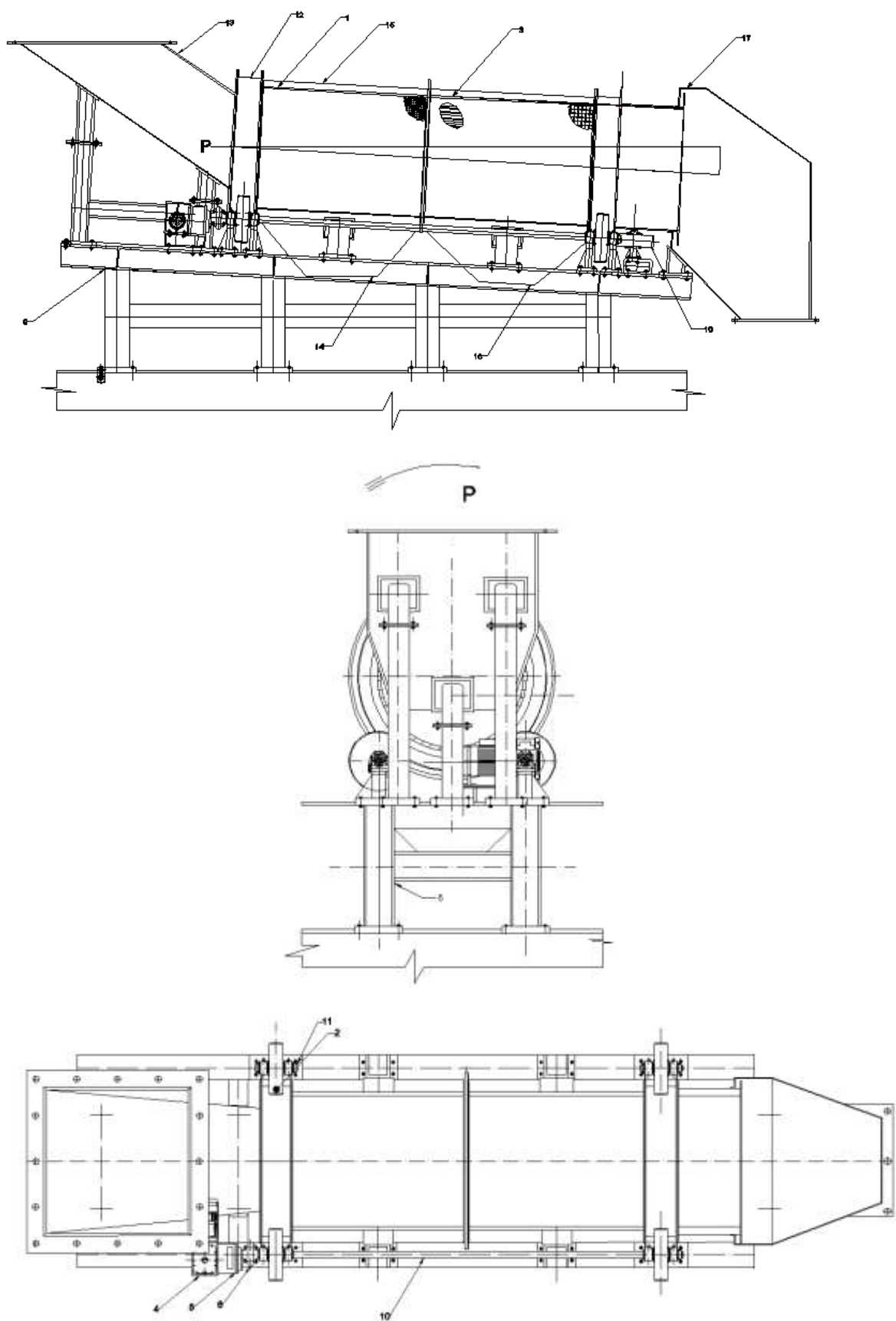
Ďalším prvkom je to, že sa bubon točí buď priamo na kladkách alebo sa v praxi využívajú aj kolesá s pneumatikami pre lepšiu adhéziu kovu na gumu. Každá z kladiek má vlastné ložiská, ktoré umožňujú otáčavý účinok.

Na jeho vyvodenie je najlepší elektromotor spolu s prevodovkou, ktorá svojimi vlastnosťami napomáha celkovému pohybu stroja.

1.4 Variant riešenia

Stará forma riešenia je vytvorená tak, že bubon sa otáča priamo z elektromotora na nosný hriadeľ. Tento element otáča za pomoci ložísk celým elementom bubna, ako aj jeho výstuhou, ktorá je súčasťou celku výstuže z vnútra bubna. Nosný rám je zhotovený z hlavných nosníkov v tvare „I“ profilu s dĺžkou, ktorá presahuje dĺžku a šírku bubna. Ďalej sú tieto nosníky podopierané ďalšími profilmi v tvare „I“, ktoré podopierajú celú konštrukciu. Nosníky sú od seba dostatočne vzdialené, aby umožňovali priestor pre výsypky, ktoré sú rozdelené do troch segmentov. Bubon je vystužený z vnútra vyzváranými profilmi. Navrhovaný variant riešenia zahŕňa okrem existencie bubna [1] aj 4 nosné kladky [2], ktoré svojím rozložením s uhlom 45° postačujú k celkovému rozloženiu síl a elementov naplneného bubna s výstuhou [3], taktiež aj u naplneného stroja štrkom. Kladky prenášajú pohyb za pomoci elektromotora [4], kužeľovo-čelnej prevodovky [5], pružnej spojky [6], ložiskových domčekov [7] ako aj nosných podpier [8], nosníkov [9], no najmä nosného hriadeľa [10] a čapov kladiek [11], ktoré prenášajú celý krútiaci moment na všetky kladky. Tieto pogumované kladky svojím ťažným spojením s obručami [12] roztočia celý strojný celok. Počas roztočeného bubna sa tam násypkou [13] privádza materiál pod určitým uhlom 35° , aby sa triedený materiál nezasekol v násypke.

Pri vytriedení prvej frakcie oddelený materiál putuje prvou výsypkou [14] na triedené miesto. Na násypke je privarený kryt [15] , ten vytvára vrchnú časť otáčavého stroja. Pri vytriedení druhej frakcie sa materiál oddelí do druhej výsypky [16]. Čo sa týka poslednej frakcie tá prepadá cez voľný koniec bubna a po tom je triedený materiál usmernený poslednou výsypkou na [17] zadané výsypné miesto. Rám je zhotovený, ako zvarovaná konštrukcia z I profilov. Podpery pod násypky ako i pod motor a kladky sú vytvorené so štvorcových profilov. Potrebné komponenty sú priskrutkované. Materiál je 11 373 nelegovaná oceľ vhodná k zváraniu. Dopravovaným materiálom je štrkopiesok.



Obr. 28 – 2D návrh bubnu a vybraný variant riešenia [vlastné spracovanie]

2 VÝPOČTY POHONU BUBNOVÉHO TRIEDIČA A KONTROLA POHÁŇACIEHO ELEKTROMOTORA NA ROZBEH S PODMIENKOU PREKLZU

2.1 Výpočet bubnového triediča – kapacitné výpočty

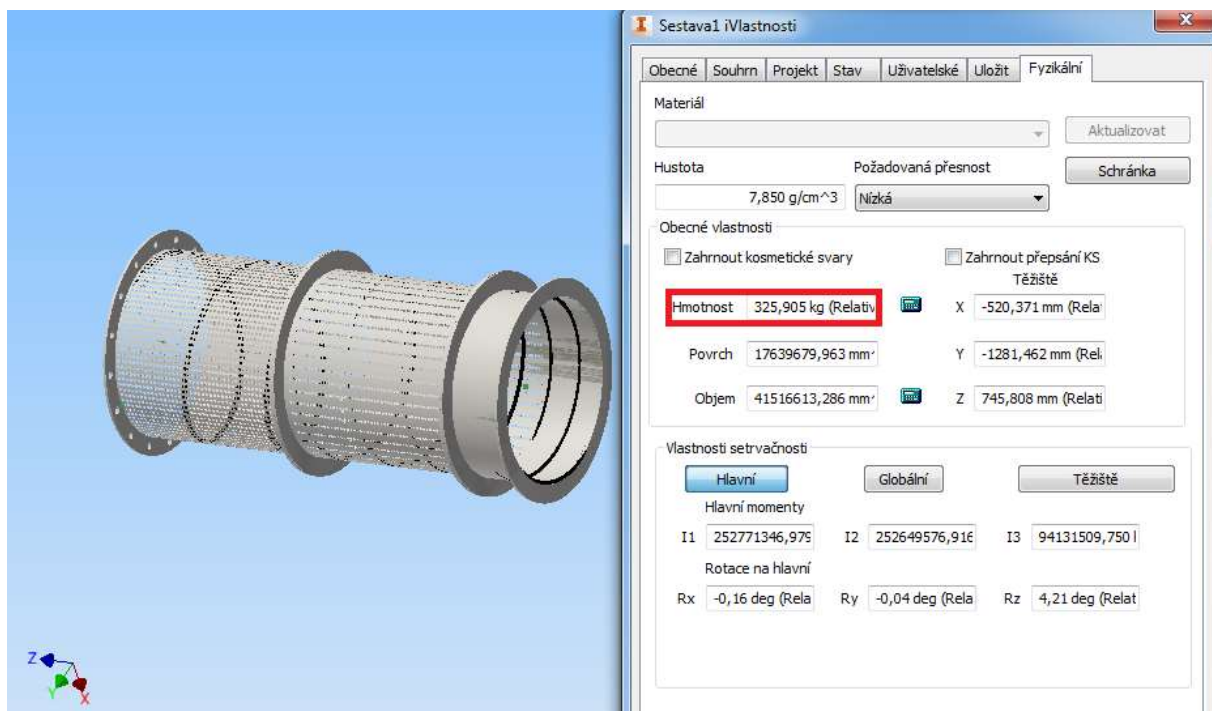
a) Stanovenie priemeru, uhlu sklonu, dĺžky bubna a jeho hmotnosti

Priemer bubna volím : $\varnothing D_b = 1\text{ m}$

Dĺžku bubna volím: $l = 3,7\text{ m}$

Hmotnosť bubna zvolená programom Autodesk Inventor 2015: $m_b = 326\text{ kg}$

Uhol sklonu bubna : $\alpha = 3^\circ$



Obr. 29 – 3D model bubna a určenie hmotnosti rotačného bubna [vlastné spracovanie]

b) Výpočet stúpania skrutkovice v bubne

$$P_s = \pi \cdot D_b \cdot \tan \alpha \quad (1)$$

$$P_s = 3,14 \cdot 1 \cdot \tan 3^\circ$$

$$P_s = 0,165\text{ m}$$

c) Rýchlosť pohybu materiálu - štrku po skrutkovici v bubne

$$v_{sk} = P_s \cdot n_{max} \quad (2)$$

$$v_{sk} = 0,165 \cdot \frac{10}{60}$$

$$v_{sk} = 0,027\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

d) Obvodová rýchlosť bubna

$$v_{ob} = R_b \cdot \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_b}{60} \quad (3)$$

$$v_{ob} = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10}{60}$$

$$v_{ob} = 0,523 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

e) Použitá plocha bubna

$$S = \frac{\pi \cdot D_b^2}{4} \quad (4)$$

$$S = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4}$$

$$S = 0,785 \text{ m}^2$$

f) Koeficient plnenia bubna ψ

$$\psi = \frac{Q}{3600 \cdot S \cdot v_{sk} \cdot \rho} \quad (5)$$

$$\psi = \frac{25}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,027 \cdot 0,9}$$

$$\psi = 0,358 = 36\% - \text{percentuálne zaplnenie bubna}$$

g) Hmotnosť materiálu v bubne

$$m_m = S \cdot \psi \cdot l \cdot \rho_s \quad (6)$$

$$m_m = 0,785 \cdot 0,37 \cdot 3,5 \cdot 2000$$

$$m_m = 2082 \text{ kg}$$

h) Celková hmotnosť (materiál + bubon + výstuha + obruče)

$$m_C = m_b + m_m + m_v + 2 \cdot m_o \quad (7)$$

$$m_C = 326 + 2082 + 349 + 2 \cdot 143$$

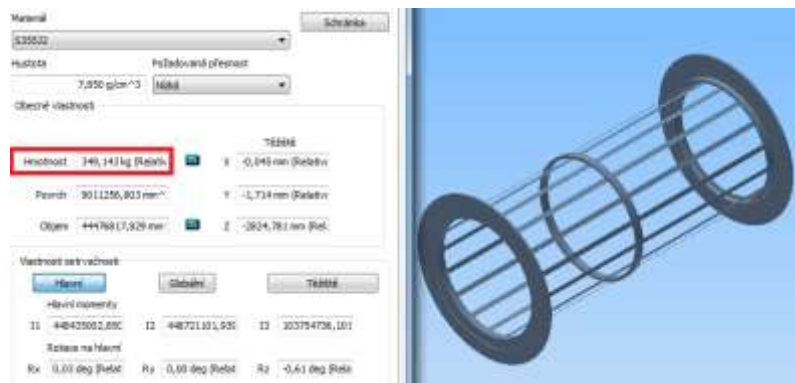
$$m_C = 3043 \text{ kg}$$

m_b [m] – hmotnosť bubna

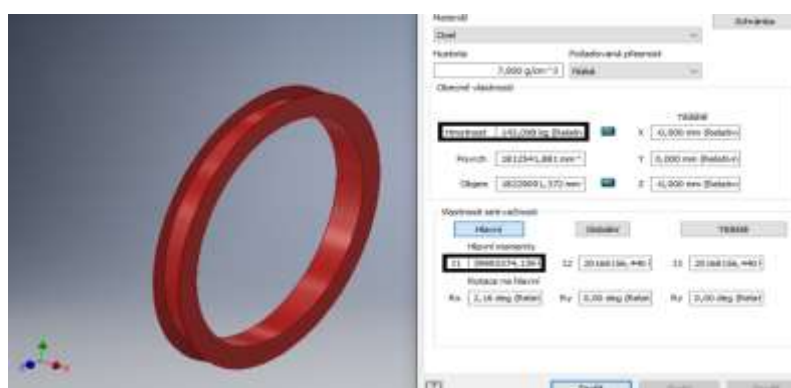
m_m [m] – hmotnosť materiálu

m_v [m] – hmotnosť výstuže

m_o [m] – hmotnosť dvoch otáčajúcich sa obručí

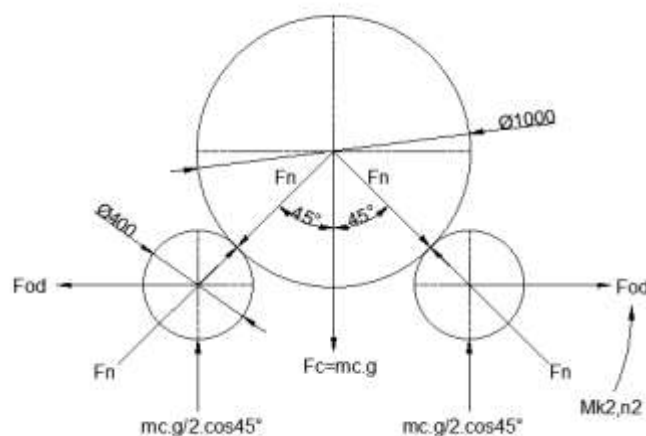


Obr. 30 – 3D model výstuže bubna a určenie jeho hmotnosti [vlastné spracovanie]

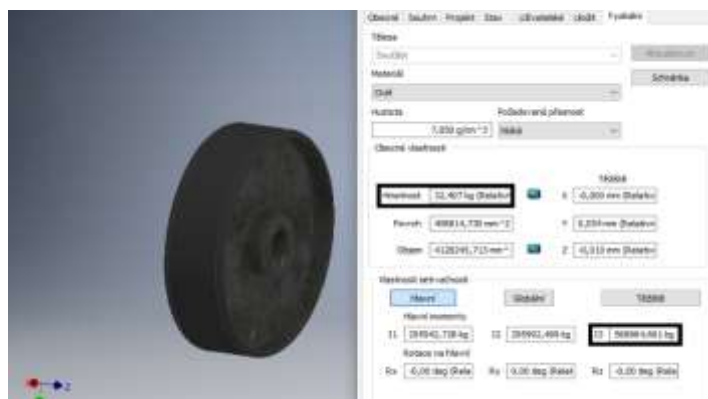


Obr. 31 – 3D model obrúče bubna a určenie hmotnosti [vlastné spracovanie]

2.2 Výpočet bubnového triediča – silové výpočty



Obr. 32 – Silový rozklad zložiek pôsobiaci pri využití kladiek [vlastné spracovanie]



Obr.33– 3D model kladky a určenie jej hmotnosti [vlastné spracovanie]

1. Celková tiažová sila

$$F_G = m_c \cdot g \quad (8)$$

$$F_G = 3043.9,81$$

$$F_G = 29\,851\text{ N}$$

2. Uhlová rýchlosť bubna

$$\omega_b = 2\pi \cdot n_{max} \quad (9)$$

$$\omega_b = 2.3,14 \cdot \frac{10}{60}$$

$$\omega_b = 1,047\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

3. Normálová sila

$$F_n = \frac{mc \cdot g}{4 \cdot \cos \alpha} \quad (10)$$

$$F_n = \frac{3043.9,81}{4 \cdot \cos 45^\circ}$$

$$F_n = 10\,554\text{ N}$$

4. Trecia sila

$$F_t = f \cdot F_n \quad (11)$$

$$F_t = 0,9 \cdot 10\,554$$

$$F_t = 18\,997\text{ N}$$

$f [-]$ – súčiniteľ trenia pryž /guma/ na oceľ (kladka a obruč bubna) – tabuľková hodnota 0,9

Materiály stykových ploch	za klidu	za pohybu
	μ_0	μ
ocel / ocel - suché	0,15	0,1
ocel / bronz - suché	0,18	0,16
ocel / bronz - dobre mazáno	0,1	0,01
ocel / led	0,027	0,014
guma / asfalt - sucho	0,85	0,3
guma / asfalt - mokro	0,2 - 0,5	0,15
guma / dlažba (malé kostky, sucho)	0,7	
guma / dlažba (veľké kostky, sucho)	0,6	
guma / beton - suché	0,7 - 0,8	
guma / náledí	0,1 - 0,2	
brzd. buben (litina) / oblož. ferodo		0,25 - 0,35
remerice ocel / remen (káže, pryž)		0,2 - 0,9
spojka lamela / oblož. textol. / olej		0,1

Obr.34 – Súčiniteľ trenia pre rôzne kombinácie povrchov [22]

5. Sila valivého odporu

$$F_v = \zeta \cdot \frac{F_n}{R_k} \quad (12)$$

$$F_v = 0,0077 \cdot \frac{10\,554}{0,2}$$

$$F_v = 406 \text{ N}$$

$\zeta [m]$ – rameno valivého odporu – tabuľková hodnota pryž na oceľ 0,0077m rovnako, ako aj v realite sa používa pogumovanie kladiek proti preklzu.

Materiály	Rameno valivého odporu [m]	Poznámka
Oceľ na oceľi	0,0005	Wikipedia [1] uvádí 0,00003 m
Ocelové kolo na kolejnici	0,0004-0,0005	[3]
Nekalená ocel na nekalené oceľi	0,00005-0,00006	[3]
Kalená ocel na kalené oceľi (valivá ložiska)	0,000001-0,000005	[3]
Dřevo na oceľi	0,0012	
Dřevo na dřevě	0,0015	Wikipedia [1] uvádí 0,0008 m
Litina na litině	0,00051	
Litina na žule	0,0021	
Litina na dřevě	0,0056	
Polymer na oceľi	0,002	
Tvrdá pryž na oceľi	0,0077	
Tvrdá pryž na betonu	0,01-0,02	
Pneumatika na asfaltu	0,0025-0,0045	[3]. Wikipedia [1] uvádí 0,0016.
Guma na betonu	0,015-0,035	

Obr. 35 – Rameno valivého odporu [23]

6. Súčiniteľ vlečného trenia /vypočítaný/ – adheze φ_v

$$\varphi_v = \frac{F_t}{F_g} = \frac{2 \cdot F_n \cdot f}{m_c \cdot g} \quad (13)$$

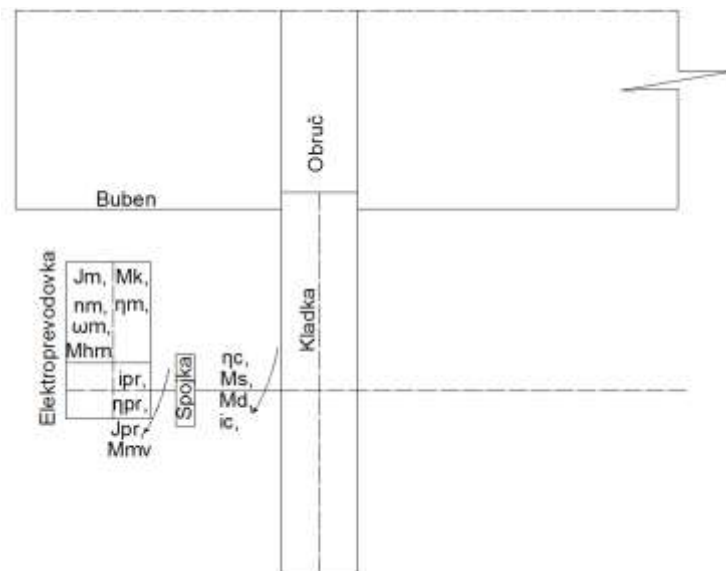
$$\varphi_v = \frac{2 \cdot 10\,554 \cdot 0,9}{3043 \cdot 9,81}$$

$$\varphi_v = 0,6364$$

tělesa	Součinitel vlečného tření f
guma	0,61 - 0,74
guma	0,56 - 0,89
látka	0,50 - 0,70
kůže	0,36 - 0,55
plech	$\approx 0,35$
kov+guma 1:1	0,55 - 0,65

Obr. 36 – Súčiniteľ vlečného trenia [24]

2.3 Kontrola poháňacieho elektromotora na rozbeh



Obr.37– Jednoduchá schéma rozbehu [vlastné spracovanie]

a) Príkon elektromotora

$$P_p = \frac{P}{\eta_c} \quad (14)$$

$$P_p = \frac{3000}{0,7452}$$

$$P_p = 4026 \text{ W} - 4 \text{ kW}$$

b) Moment na hriadeľ od elektromotoru (Mhm)

$$P_p = M \cdot \omega \rightarrow M = \frac{P_p}{\frac{2\pi \cdot n_p}{60}} \quad (15)$$

$$M_{hm} = \frac{4026}{\frac{2.3,14 \cdot 10}{60}}$$

$$M_{hm} = 3847 \text{ Nm}$$

c) Prevodový pomer bubon - kladka

$$i = \frac{D_K}{D_B \cdot \varphi} \quad (16)$$

$$i = \frac{0,4}{1,0,6364}$$

$$i = 0,629 [-]$$

d) Prevodový pomer celkový

$$i_c = i_{pr} \cdot i \quad (17)$$

$$i_c = 121,46.0,629$$

$$i_c = 76,34 [-]$$

e) Celková účinnosť

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_{pr} \quad (18)$$

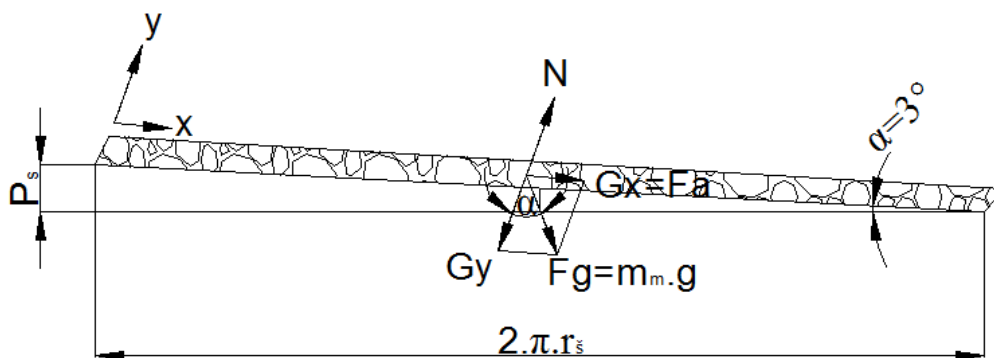
$$\eta_c = 0,81.0,92$$

$$\eta_c = 0,74 [-]$$

f) Výpočet sily Fa pri rozbehu materiálu v bubne

Pri vytváraní rotačného a otáčavého pohybu bubna dochádza k tomu, že prepravovaný materiál štrkopiesok sa posúva po skrutkovici v bubne. Vplyvom síl dochádza k odporu pri rozbehu bubna ako celku. Pri rozbehu najviac zaťažuje stroj osová sila Fa, s ktorou sa počíta aj pri výpočte statického momentu Ms.

Na Obr. 19 je vidieť rozvinutú skrutkovicu v bubne, na ktorú pôsobia sily pri vytváraní pohybu materiálu.



Obr.38– Sily pôsobiace na vrstvu materiálu na naklonenej rovine t. j. rozvinutej skrutkovici
[vlastné spracovanie]

Pre výpočet pohybu telesa /materiálu/ na naklonenej rovine vychádzame z 2. Newtonového pohybového zákona:

$$\vec{\Sigma F} = m \cdot \vec{a}$$

Pri výpočte pohybu telesa správne rozdelíme sily na zložky v smeroch x a y

Vid'. Obr. 19. Tiažovú silu potom musíme rozložiť do zložiek uvedené v osách.

$$X: G_x = G \cdot \sin \alpha = m_m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$Y: G_y = G \cdot \cos\alpha = m_m \cdot g \cdot \cos\alpha$$

Podľa 2. Newtonovho zákona vyjadríme zložky sily pôsobiace v jednotlivých osách.

$$X: -F_t + G_x = m_m \cdot a_x$$

$$Y: -G_y + N = m_m \cdot a_y$$

V smere y sa teleso nepohybuje a tak je ($a_y = 0$) potom:

$$N = m_m \cdot g \cdot \cos\alpha$$

Tretia sila pôsobí na pohybujúci sa materiál a tak to môžeme vyjadriť vzťahom :

$$F_t = f_d \cdot N = f_d \cdot m_m \cdot g \cdot \cos\alpha$$

po dosadení F_t a G_x do rovnice v smere „x“ dostávame vzťah pre zrýchlenie a_x :

$$X : -f_d \cdot m_m \cdot g \cdot \cos\alpha + m_m \cdot g \cdot \sin\alpha = m_m \cdot a_x$$

$$g \cdot (\sin\alpha - f_d \cdot \cos\alpha) = a_x - \text{zrýchlenie materiálu v osi x}$$

Zrýchlenie materiálu v bubne bude závisieť od sklonu roviny α a dynamickom koeficientu trenia f_d . V tomto špeciálnom prípade, sa zložka gravitačnej sily v smere pohybu telesa rovná trecej sile:

$$F_t = G_x$$

Potom môžeme hovoriť o tom že v smere x bude výslednica síl nulová ($a_x=0$) a teleso sa bude pohybovať rovnomerne. Tento prípad nastane ak bude platiť:

$$f_d = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} = \tan\alpha = 0,0524$$

Výsledná rovnica sily F_A pri rozbehu materiálu v bubne: (19)

$$F_t = G_x = F_A$$

$$F_A = f_d \cdot m_m \cdot g \cdot \sin\alpha^\circ$$

$$F_A = 0,0524 \cdot 2082,981 \cdot \sin 3^\circ$$

$$F_A = 56,02 \text{ N}$$

g) Odpor čapového trenia (Mč)

$$M_{\check{c}} = F_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} = F_n \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} \quad (20)$$

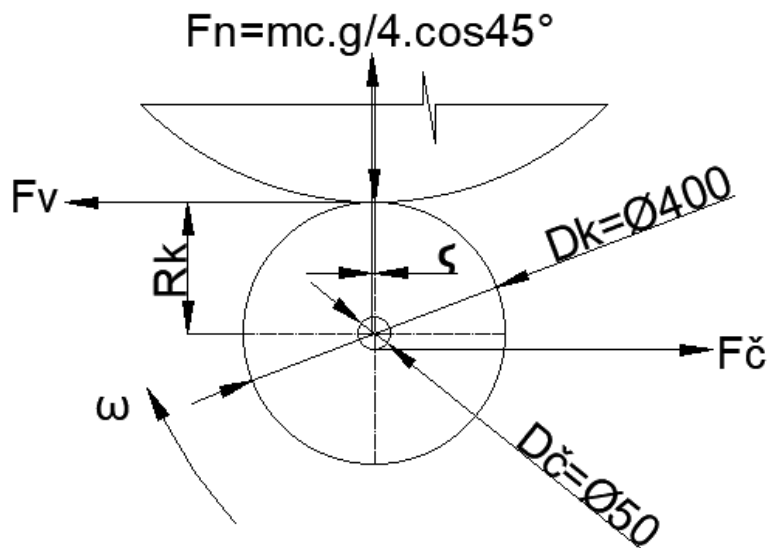
$$M_{\check{c}} = 10\,544 \cdot 0,025 \cdot 0,01$$

$$M_{\check{c}} = 2,63 \text{ Nm}$$

Materiál styčných ploch		Stav styčných ploch					
		suché		mokrě		mokrě	
		f ₀		f		f	
ocel	ocel	0,15		0,15-0,16	0,09		n-nv
	litina, bronz	0,18		0,1	0,16		0,01
	fosfor. bronz	0,11		0,098	0,105		0,098
	hr. pískovec				0,29		
	led	0,027	0,027-0,014		0,014		
měkká ocel	dubové dřevo podél vláken		0,65	0,11	0,5-0,4	0,26	0,08
	měkká ocel	0,13		0,11			0,1-0,08
	litina, bronz	0,19			0,18-0,17		0,08-0,07
	pískovec				0,46-0,41		
	vápenec	0,49-0,42			0,29-0,24		
litina	dubové dřevo podél vláken		0,65		0,5-0,3	0,22	0,19
	litina			0,16		0,31	0,1-0,08
	hr. pískovec				0,24-0,21		
bronz	dubové dřevo	0,62			0,3		
	litina			0,11	0,2	0,1	0,06
dřevo	dřevo	0,65	0,7	0,2	0,4-0,2	0,25	0,16-0,04
kůže	dubové dřevo	0,6-0,5			0,5-0,3		
	litina	0,5-0,3	0,6-0,4	0,12	0,56	0,36	0,15
konopné lano	hrubé dřevo	0,8-0,5			0,5		
	hlazené dřevo	0,33					
kámen	kámen	0,75-0,40					
	cihla	0,75-0,60					

Obr. 39 Materiál styčných plôch [25]

Normálová sila, predstavuje silu, ktorá pôsobí na os kladiek a taktiež sa prenáša aj na os čapov. Číže táto sila predstavuje silu čapového trenia, ktorá sa prejaví pri rozbehu stroja. Uvažujeme že $F_{\check{c}} = F_n$.



Obr.40 – Schéma síl pôsobiacich na kladke [vlastné spracovanie]

h) Záberový moment (Mm) (21)

$$M_{zk} = F_C \cdot r$$

$$M_{zk} = F_T \cdot r_k + F_v \cdot r_k + F_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} + F_A \cdot r_b \quad (21)$$

$$M_{zk} = F_n \cdot f \cdot r_k + F_n \cdot \frac{e}{r_k} \cdot r_k + F_n \cdot r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}} + F_A \cdot r_b$$

$$M_{zk} = F_n \cdot (f \cdot r_k + e + r_{\check{c}} \cdot f_{\check{c}}) + F_A \cdot r_b$$

$$M_{zk} = 10\,554 \cdot (0,9 \cdot 0,2 + 0,0077 + 0,025 \cdot 0,01) + 56,02 \cdot 0,5$$

$$M_{zk} = 2014,24 \text{ Nm}$$

i) Skutočný Statický moment (Ms)

$$M_s = M_{zk} \cdot \frac{1}{i_c} \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (22)$$

$$M_s = 2014 \cdot \frac{1}{76,341} \cdot \frac{1}{0,7452}$$

$$M_s = 35,41 \text{ Nm}$$

Celkový redukovaný moment zotrvačnosti Jcred

Vychádzame z momentov zotrvačnosti všetkých rotujúcich častí (23)

$$\frac{1}{2} \cdot J_{cred} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot J_M \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{Pr} \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot J_K \cdot \frac{1}{i_{pr}^2} \omega_M^2 + \frac{1}{2} \cdot J_C \cdot \frac{1}{i_{pr}^2} \omega_M^2 \quad / \frac{1}{2} \cdot \omega_M^2$$

$$J_{cred} = J_M + J_{Pr} \cdot \frac{1}{i_{pr}^2} + 2 \cdot J_K \cdot \frac{1}{i_{pr}^2} + J_C \cdot \frac{1}{i_{pr}^2} \cdot \frac{1}{i_c^2}$$

$$J_{cred} = 0,037 + 0,0068 \cdot \frac{1}{121,46^2} + 2 \cdot 0,86 \cdot \frac{1}{121,46^2} + 781,185 \cdot \frac{1}{121,46^2} \cdot \frac{1}{76,34^2}$$

$$J_{cred} = 0,037 \text{ kg.m}^2$$

$J_C = J_B + J_V + 2 \cdot J_O$ – všetky otačajúce sa zložky pochádzajúce z modelov Inventora

$$J_C = 252,77 + 448,435 + 2 \cdot 39,99$$

$$J_C = 781,185 \text{ kg.m}^2$$

j) Výstupný a potrebný moment na hriadeľ od elektromotoru Mmv

$$M_{mv} = \frac{M_{hm}}{\eta_c \cdot i_c} \quad (24)$$

$$M_{mv} = \frac{3847}{0,7452 \cdot 76,341}$$

$$M_{mv} = 67,61 \text{ Nm}$$

k) Skutočná doba rozbehu stroja tr

$$t_{rsk} = \frac{\pi \cdot n_m \cdot J_c}{30 \cdot (M_{mv} - M_s)} \quad (25)$$

$$t_{rsk} = \frac{3,14 \cdot 720 \cdot 0,037 \cdot 60}{30 \cdot (67,61 - 35,41)}$$

$$t_{rsk} = 5,21 \text{ s}$$

l) Uhlové zrýchlenie (ε)

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{60 \cdot t} \quad (26)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 720}{60 \cdot 5,25}$$

$$\varepsilon = 14,36 \text{ m.s}^{-2}$$

m) Dynamický moment (M_d)

$$M_d = J_{cred} \cdot \varepsilon \quad (27)$$

$$M_d = 0,037 \cdot 14,36$$

$$M_d = 0,531 \text{ Nm}$$

n) Celkový moment (M_c)

$$M_c = M_{ss} + M_d \quad (28)$$

$$M_c = 35,41 + 0,531$$

$$M_c = 35,939 \text{ Nm}$$

o) Výkon motora celkový (vypočítaný)

$$P_c = M_c \cdot \omega_m \quad (29)$$

$$P_c = 35,939 \cdot \frac{720 \cdot 2\pi}{60}$$

$$P_c = 2710 \text{ W} = 3 \text{ kW}$$

Volím štandardnú 8 pólovú elektro prevodovku s výkonom motora **P= 3 kW**, otáčkami **n=720 ot/min** a účinnosťou **$\eta=0,81$** . Využitá je kužeľočelná prevodovka s prevodovým pomerom **ipr = 121,46**, a účinnosťou **$\eta=0,92$** a výstupnými otáčkami **n_{sk} = 5,9 ot/min**.

DriveConfigurator K107DV132M8 Možnosti uživatele

Výběr výrobku Hledat > Provedení > Možnosti > Shrnutí Pokračovat

Hledat

Hlavní typové označení: N/A

Provedení převodovky: K = Izolovaná převodovka

Typ motoru: DT 600 DV - 6 pólový motor

Země původu: Evropa (ostatí země (IEC M Hz))

Výkon motoru P (kW) / (hp) / (kW) / (hp): 3 / 4 / 3

Výstupní otáčky na (min) / (R/min) / (min) / (R/min): 720 / 720

Provozní faktor SF: 1

Mechanická úroveň (IE): IE1 - Standard Efficiency

Polár pole: 8-pólový

Doba zapnutí: všechny

Všechny nastavení

Výsledky vyhledávání:

Provedení	P (kW)	no (1/min)	Mo (Nm)	i	ff	offset (1/min)	Doba zapnutí
1LE1001-1AD4	3	0,3	4188	105,15	1,05	720	SI-100%
1LE1001-1AD5	3	0,3	4389	119,98	3	720	SI-100%
1LE1001-1BD2	3	0,4	4479	110,41	1,6	720	SI-100%
1LE1001-1CD2	3	0,3	4038	121,46	1,05	720	SI-100%
1LE1001-1DD4	3	0,3	4075	122,40	2,7	720	SI-100%

Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu

P _N	P _N	Velikost	Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu										Hliníková řada	m _{tot}	J	Momentová třída				
			50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz					50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz
0,75	0,86	100 L	705	10	IE1	IE2	66,2	65,7	61,6	0,61	2,7	1,5	3,2	2,1	60	72	1LE1001-1AD4	21	0,0086	13
1,1	1,27	100 L	695	15	IE1	IE2	70,8	72,3	69,6	0,65	3,45	1,4	3,2	1,9	60	72	1LE1001-1AD5	25	0,011	13
1,5	1,75	112 M	725	20	IE1	IE2	74,1	73,9	71,2	0,63	4,65	1,6	4	2,4	63	75	1LE1001-1BD2	34	0,017	13
2,2	2,55	132 S	725	29	IE1	IE2	77,6	78,2	76,6	0,62	6,6	1,4	3,5	2	63	75	1LE1001-1CD0	46	0,034	10
3	3,45	132 M	720	40	IE1	IE1	80	80,7	79,2	0,62	8,7	1,4	3,7	2	63	75	1LE1001-1CD2	52	0,037	10
4	4,55	160 M	730	52	IE1	IE2	81,9	82,6	81,4	0,67	10,5	1,6	3,7	1,9	63	75	1LE1001-1DD2	69	0,065	13
5,5	6,3	160 M	730	72	IE1	IE2	83,8	84,2	83	0,67	14,1	1,7	3,9	2	63	75	1LE1001-1DD3	82	0,083	13
7,5	8,6	160 L	725	99	IE1	IE2	85,3	86,4	86	0,7	18,1	1,6	3,8	1,9	63	75	1LE1001-1DD4	94	0,098	13

• Chlazení: vlastní chlazení (IC 411), resp. se zkráceným označením F90 cizí chlazení bez vnějšího ventilátoru a krytu ventilátoru (IC 418)
 • Účinnost: standardní účinnost IE1 (Standard Efficiency), servisní faktor (SF) 1,15
 8-pólový: 750 min⁻¹ při 50 Hz, 900 min⁻¹ při 60 Hz

Obr. 41 – Volba elektro prevodovky s hodnotami [26]

p) Prevodový pomer prevodovky (vypočítaný -potrebný)

$$i_{pr} = \frac{n_m}{n_b} \quad (30)$$

$$i_{pr} = \frac{715}{10}$$

$$i_{pr} = 70,5 - \text{volený } 121,46$$

q) Skutočná rýchlosť otáčania bubna

$$n_{sk} = \frac{n_m}{i_c} \quad (31)$$

$$n_{sk} = \frac{720}{76,341}$$

$$n_{sk} = 9,43 \text{ ot/min} - \text{maximálne otáčky stanovené zadaním } 10 \text{ ot/min}$$

VYHOVUJE!

2.4 Podmienka preklzu

a) Podmienka k dosiahnutiu rozbehu

$$M_z \geq M_c \quad (32)$$

$$Mm. \frac{M_A}{M_N} \geq M_s + M_d$$

$$40.1,4 \geq 35,63 + 0,344$$

$$56 \text{ Nm} > 35,94 \text{ Nm}$$

VYHOVUJE!

$$\frac{M_A}{M_N} = \frac{M_z}{M_n} [\text{Nm}] - \text{pomerný záberový moment}$$

b) Podmienka preklzu

$$F \leq T \quad (33)$$

$$\frac{M_K}{\frac{D_K}{2}} \leq 2. f. F_n$$

$$\frac{Mm. ipr. \frac{M_A}{M_N}}{\frac{D_K}{2}} \leq 4. f. F_n$$

$$\frac{40.121,46.1,8}{\frac{0,4}{2}} \leq 4.0,9.10\ 554$$

$$34\ 009 \text{ N} < 37\ 994 \text{ N}$$

VYHOVUJE!

Výpočet krútiaceho momentu motora $M_k = M_m$

$$M_k = \frac{P \cdot 60}{2\pi \cdot n_m} = \frac{3000 \cdot 60}{2\pi \cdot 720} \quad (34)$$

$$M_k = \frac{3000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 720}$$

$$M_k = 39,81 \text{ Nm}$$

a) Pero medzi hriadeľom od motora (prevodovky) a spojkou

Na hriadeľ motora s priemerom 50 mm použijeme pero s označením 14e7 x 9 x 45 podľa ČSN 02 2562 a nižšie ho skontrolujeme na otláčenie podľa vzťahu (30,5), kde je maximálny dovolený tlak $p_D = 110 \text{ MPa}$ a $l_a = l - b$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_h \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (35)$$

$$p_1 = \frac{4 \cdot 39,81}{0,05 \cdot 0,009 \cdot 0,031 \cdot 10^6} = 11,415 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE!

Na hriadeľi, ktorý prenáša krútiaci moment na hnacie kladky s priemerom 50 mm navrhujeme pero podľa ČSN 02 2562 a nižšie ho skontrolujeme na odtlačenie na strih ako i na maximálny dovolený tlak $p_D = 110 \text{ MPa}$.

b) Výpočet zaťažujúcej sily F_{p2}

$$F_{p2} = \frac{M_k \cdot 1000}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_{1p}}{2}} \quad (36)$$

$$F_{p2} = \frac{39,81 \cdot 1000}{\frac{50}{2} + \frac{3,8}{2}}$$

$$F_{p2} = 1480 \text{ N}$$

c) Požadovaná dĺžka pera l_p

$$l_{p'} = \frac{F_{p2}}{p_D \cdot t_{1p}} \quad (37)$$

$$l_{p'} = \frac{1480}{110 + 6,1}$$

$$l_{p'} = 12,836 \text{ mm}$$

d) Minimálna dĺžka pera l_p

$$l_p = l_p' + b_p \quad (38)$$

$$l_p = 12,747 + 2,10$$

$$l_p = 32,84 \text{ mm} - \text{volím dĺžku pera } 45 \text{ mm}$$

e) Výpočet strižnej sily na hriadeli (čape) kladky

$$F_p = \frac{\frac{M_K}{Dc}}{2} \quad (39)$$

$$F_p = \frac{\frac{39,81}{0,05}}{2}$$

$$F_p = 401 \text{ N}$$

f) Kontrola na strih

$$\tau_{SP} = \frac{F_p}{l_p \cdot b_p} \quad (40)$$

$$\tau_{SP} = \frac{401}{45 \cdot 10}$$

$$\tau_{SP} = 0,89 \text{ MPa}$$

$$\text{Platí podmienka:} \quad (41)$$

$$\tau_{SP} \leq \tau_D$$

$$0,89 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE!

Maximálny dovolený tlak:

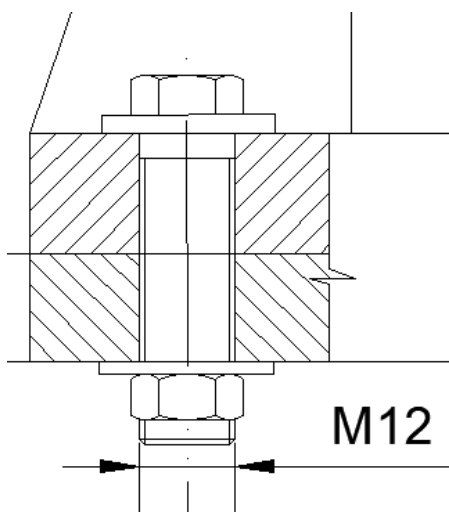
$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_h \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (42)$$

$$p_1 = \frac{4 \cdot 39,81}{0,05 \cdot 0,010 \cdot 0,045 \cdot 10^6} = 7,07 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa}$$

Bolo zvolené PERO 16e7 x 10 x 45 ČSN 02 2562

3.2.2 Výpočet nosných skrutkových spojov

Hodnota sťahovacieho momentu na kľúči pri uťahovaní skrutkového spoja je závislá na akosti povrchu a závitových plôch, pod hlavou skrutky či pod maticou a na použitie mazivá pri montáži (napr. oleja, tuku). Pri danom uťahovacom momente na kľúči sa v závislosti na vyššie uvedených parametroch líši aj dosiahnutá hodnota osového ťahového predpätia v skrutke. Táto hodnota osového predpätia môže byť ovplyvnená aj otláčením povrchu v kontaktných plochách spoja, ako aj v závitových plochách. Táto problematika je komplikovaná, pretože vyššie citované parametre (vplyvy) sú premenné aj počas samotného procesu uťahovania skrutkového spoja. Výpočet je pre najmenšiu použitú skrutku t. j. M12.



Obr. 44 – Kontrolovaná skrutka M12 10.9 [vlastné spracovanie]

Pevnostná kontrola závitov pre nosnú skrutku M12x1,5 ;Re = 8.8

Normálové napätie od osovej sily:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{F_n \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} \quad (43)$$

$$\sigma_t = \frac{10\,554 \cdot \cos 45^\circ}{\pi \cdot \frac{9,602^2}{4}}$$

$$\sigma_t = 103,05 \text{ MPa}$$

$$F_o = F_1 = F_n - \text{osová sila [N]}$$

Moment trenia v závite:

$$M_{TZ} = F_o \cdot \operatorname{tg} (\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} \quad (44)$$

$$M_{TZ} = 7\,463 \cdot \operatorname{tg} (7,24 + 2,48) \cdot \frac{10,669}{2}$$

$$M_{TZ} = 3\,397 \text{ Nm}$$

Uhol stúpania:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{Ph}{\cos \frac{\alpha}{2}} \psi = \operatorname{tg} \cdot \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} \quad (45)$$

$$\psi = 0,127 = 2,48^\circ$$

Uhol trenia v závite:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{fz}{\pi \cdot d_2} \quad (46)$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \cdot \frac{1,75}{\pi \cdot 10,669}$$

$$\psi = 9,28^\circ$$

Ohybové napätie:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o \cdot l_s}{\frac{\pi \cdot (d_3^3)}{32}} \quad (47)$$

$$\sigma_o = \frac{7462,038}{\frac{\pi \cdot (9,602^3)}{32}}$$

$$\sigma_o = 3,26 \text{ MPa}$$

Ohybový moment: (48)

$$M_o = F_o \cdot l_s$$

$$M_o = 7462,038$$

$$M_o = 283,55 \text{ Nm}$$

Šmykové napätie v trení závitu:

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Fz \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot (d_3^3)}{16}} \quad (49)$$

$$\tau = \frac{Fo.tg.(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot (d_3^3)}{16}}$$

$$\tau = \frac{7462.tg.(2,985 + 9,28) \cdot \frac{10,669}{2}}{\frac{\pi \cdot (9,602^3)}{16}}$$

$$\tau = 49,78 \text{ MPa}$$

Redukované napätie:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (50)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(3,26)^2 + 4 \cdot 49,78^2}$$

$$\sigma_{RED} = 99,61 \text{ MPa}$$

Platí podmienka:

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{Do} \quad (51)$$

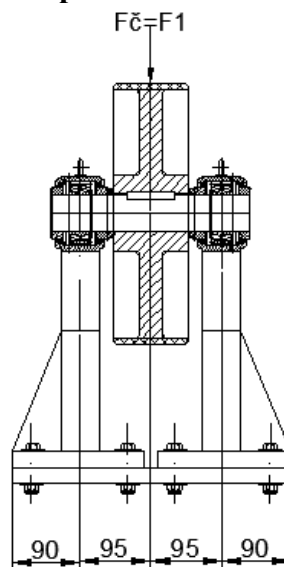
$$\sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \frac{Re}{k}$$

$$99,61 \text{ MPa} \leq \frac{640}{1,5} \text{ MPa}$$

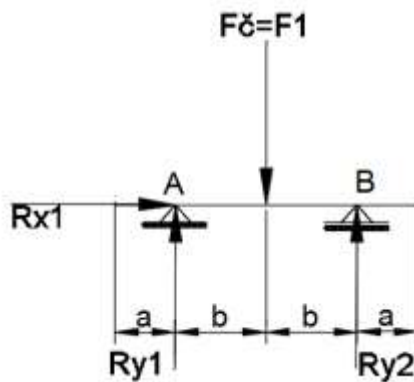
$$99,61 \text{ MPa} < 427 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE!

3.2.3 Výpočet namáhania radiálneho čapu



Obr.45 – Vybraný čap pre kontrolu [vlastné spracovanie]



Obr.46 – Vybraný čap pre kontrolu silový rozklad [vlastné spracovanie]

Dovolené ohybové napätie pri použití materiálu 11 700 s $R_e = 700$ a zvolenou bezpečnosťou $k = 1,5$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{700}{1,5} = 466 \text{ MPa} \quad (52)$$

Zvolený priemer čapu z pevnostnej podmienky ohybového namáhania :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{\check{c}} \cdot l_{\check{c}}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_{Do} \quad (53)$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{\check{c}} \cdot l_{\check{c}}}{\pi \cdot \sigma_{Dov}}}$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7456 \cdot 330}{\pi \cdot 700}}$$

$$d_{\check{c}} = 33,96 \text{ mm} - \text{volím priemer } \varnothing 50 \text{ mm}$$

$$F_o = F_{1,2} = F_{\check{c}} = F_y = F_n \cdot \cos \alpha ; F_x = F_n \cdot \sin \alpha \quad (54)$$

$$F_o = F_{1,2} = F_{\check{c}} = F_y = F_x = 10\,544 \cdot \cos 45^\circ$$

$$F_o = F_{1,2} = F_{\check{c}} = F_y = F_x = 7456 \text{ N}$$

Kvôli celkovej tiaži bol priemer čapu zvolený tak, aby pevnostne vydržal. Bol zvolený priemer $\varnothing 50 \text{ mm}$, ktorý zabezpečí dostatočnú tuhosť.

Prierezový modul v ohybe čapu : (55)

$$W_o = 0,1 \cdot d^3$$

$$W_o = 0,1 \cdot 50^3$$

$$W_o = 50\,000 \text{ mm}^3$$

Výpočet ohybového momentu a stanovení prierezu podľa Obr. 41.

$$a = 90\text{mm}$$

$$b = 95\text{mm}$$

$$F\check{c} = F_o = F_1 \text{ vid'. vzorec 54}$$

$$\sum R_{x1} = 0$$

$$R_{x1} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sum R_{y2} = 0$$

$$R_{y2} \cdot (2b) - F\check{c} \cdot b = 0$$

$$R_{y2} = \frac{F\check{c} \cdot b}{(2b)}$$

$$R_{y2} = \frac{7\,456.95}{(2.95)}$$

$$R_{y2} = 3728 \text{ MPa}$$

$$\sum M_{o\check{c}} = 0$$

$$-F\check{c} \cdot b - R_{y2} \cdot (2b) + M_{o\check{c}} = 0$$

$$M_{o\check{c}} = F\check{c} \cdot b + R_{y2} \cdot (2b)$$

$$M_{o\check{c}} = 7\,456.95 + 3728 \cdot (2.95)$$

$$M_{o\check{c}} = 1\,416\,640 \text{ Nmm} = 1416 \text{ Nm}$$

Výpočet napätia v ohybe:

(56)

$$\sigma_o = \frac{M_{o\check{c}}}{W_o} \leq \sigma_{DOV}$$

$$\sigma_o = \frac{1\,416\,640}{50\,000} \leq \sigma_{DOV}$$

$$28,3 \text{ MPa} < 215 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE!

Výpočet tlaku na čape:

(57)

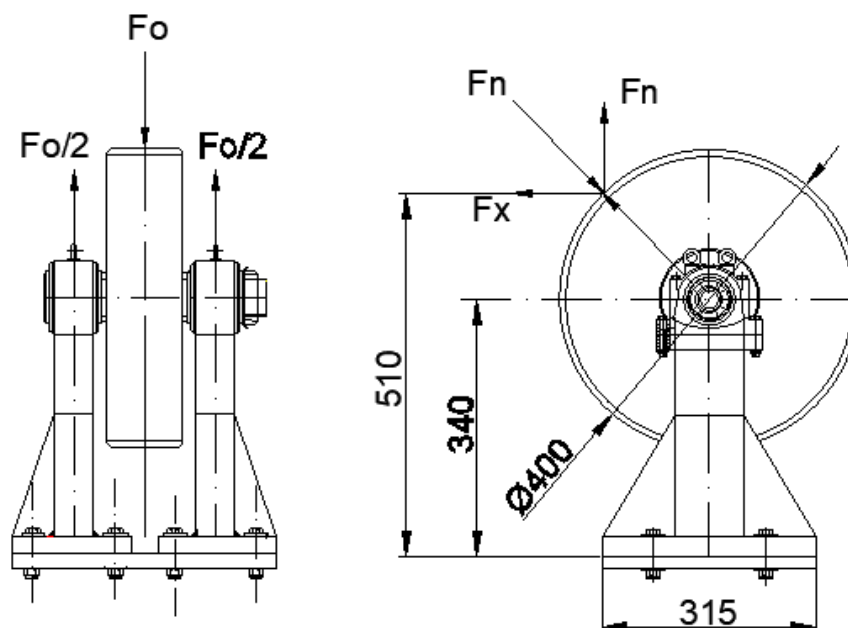
$$P = \frac{F_{\check{c}}}{a \cdot b} \leq P_{DOV}$$

$$P = \frac{7456}{90.95} \leq \sigma_{DOV}$$

$$0,87 \text{ MPa} < 24 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE!

Kontrola zvarov :



Obr.47 – Vybraný zvary pre kontrolu [vlastné spracovanie]

Vybral som si kontrolu zvarov pri upevnení (navarení) kladiek na podstavec. Tieto kladky absorbujú pri zaťažení celkovú hmotnosť bubna.

1. Výpočet ohybového momentu M_{o1} , ťahovej, ohybovej a šmykovej zložky τ_1^{F1}, τ_1^c

Ťah :

$$\tau_1^{F1} = \frac{\frac{F_1}{2}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{\frac{F_n \cdot \cos \alpha}{2}}{2 \cdot a \cdot l} \quad (59)$$

$$\tau_1^{F1} = \frac{\frac{7456}{2}}{2.3 \cdot 5.312}$$

$$\tau_1^{F1} = 1,71 \text{ MPa}$$

Ohybový moment M_{o1} :

(60)

$$M_{o1} = \frac{F_1}{2} \cdot l$$

$$M_{o1} = \frac{7456}{2} \cdot 312$$

$$M_{o1} = 1\,163\,136 \text{ Nmm} = 1\,163 \text{ Nm}$$

$F_1 / 2$ [N] – sila pôsobiaca na jednu podperu kladky

l [mm] – dĺžka zvaru

$$M_{o2} = M_{o1}$$

Modul prierezu v ohybu:

(61)

$$W_{o1} = \frac{2}{6} \cdot a \cdot l^2$$

$$W_{o1} = \frac{2}{6} \cdot 3,5 \cdot 312^2$$

$$W_{o1} = 113\,568 \text{ mm}^3$$

$$W_{o2} = W_{o1}$$

Ohyb :

$$\tau_2^{F2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{F_2 \cdot l}{\frac{2}{6} \cdot a \cdot l^2}$$

$$\tau_2^{F2} = \frac{F_2 \cdot l}{\frac{2}{6} \cdot a \cdot l^2} = \frac{7456 \cdot 340}{\frac{2}{6} \cdot 3,5 \cdot 315^2}$$

$$\tau_2^{F2} = 21,89 \text{ MPa}$$

Smykových plocha τ_1^c

$$\tau_1^c = \frac{M_o}{2 \cdot W_{o1}}$$

(62)

$$\tau_1^c = \frac{1\,163\,136}{2 \cdot 113\,568}$$

$$\tau_1^c = 5,12 \text{ MPa}$$

W_o [m] – Modul prierezu v ohybu

M_o [m] – ohybový moment

$$\tau_1^c = \tau_2^c$$

Súčiniteľ hrúbky kútového zvaru pre $z_A < 10$: (63)

$$\beta_W = 1,3 - 0,03 \cdot z - \text{pre } z_A < 10$$

$$\beta_W = 1,132$$

$$z = 1,4 \cdot a = 1,4 \cdot 3,5 = 5 \text{ mm}$$

z [mm] – výška kútového zvaru – volím 5mm

β_W [-] – korelačný súčiniteľ pohyblivosti žiarenia oblúku

Redukované napätie vo zvaroch: (64)

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot (\tau_1^C) + (\tau_1^{F1})}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2^{F2}}{k_4}\right)^2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot (5,12) + (1,71)}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{21,89}{0,8}\right)^2}$$

$$\sigma_{RED} = 29,93 \text{ MPa} \leq \beta \cdot \sigma_{Dt} \quad (65)$$

$$29,93 \leq 1,132 \cdot \frac{Re}{K_S}$$

$$29,93 \leq 1,132 \cdot \frac{235}{3}$$

$$29,93 \text{ MPa} \leq 88,68 \text{ MPa}$$

Vyhovuje!

K_3 [-] – bezpečnosť normálového napätia vo zvare – doporučené voliť 0,9

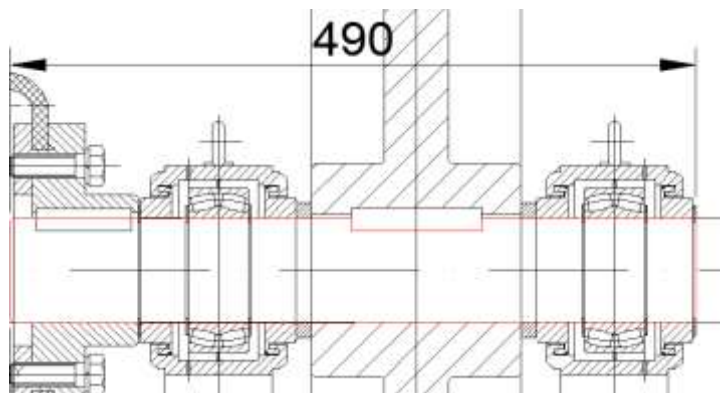
K_4 [-] – bezpečnosť ťažného napätia vo zvare - doporučené voliť 0,8

K_S [-] – celková bezpečnosť zvaru - doporučené voliť 3

3.3 Kontrola hnacieho hriadeľa

Aby sme mohli tento hriadeľ použiť na prenos krútiaceho momentu z motora na poháňacie kladky, je potrebné previesť kontrolu na krút. Kritické miesto, ktoré budeme počítať na základe zaťaženia krutom bude jeho priemer a to 50 mm. Materiál volím konštrukčnú ocel 11 700.

Krútiaci moment, ktorý privádzame od motora na vstupný hriadel', roztáča a poháňa kladka s veľkosťou $M_k = 39,81 \text{ Nm}$. Dovoľené napätie v krúte τ_{Dk} pro konštrukčnú ocel' je v rozmedzí 5 až 105 N.mm^{-2}



Obr.48 – Kontrola namáhanej časti hriadeľa [vlastné spracovanie]

Prierezový modul v krúte:

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16} \quad (66)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{16}$$

$$W_K = 2,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Veľkosť napätia v krúte:

$$\tau_K = \frac{M_k}{W_k} \quad (67)$$

$$\tau_K = \frac{39,81}{2,45 \cdot 10^{-5} \cdot 10^6} = 1,622 \text{ MPa}$$

Maximálne napätie na zvolenom mieste výpočtu bude 1,622 N.mm^{-2} . Z pevnostnej kontroly si overíme či dôjde k poškodeniu súčastí a materiálu. Za dovoľené napätie zvolím hodnotu 135,6 MPa, pretože bubon bude zaťažovaný jak staticky tak dynamicky.

$$\tau_K \leq \tau_{Dov} \quad (68)$$

$$\frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dov}$$

$$\frac{M_{kmax}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_i^3} \leq \frac{Re}{\sqrt{3}}$$

$$\frac{39,81 \cdot 1000}{\frac{3,14}{16} \cdot 50^3} \leq \frac{700}{\sqrt{3}}$$

$$1,622 \text{ MPa} < 404,14 \text{ MPa}$$

Vyhovuje !

Kontrola potvrdila, že dané zaťaženie hriadeľa je v poriadku a súčasť sa nepoškodí z hľadiska zaťaženia krutom. Teraz prevedieme výpočet bezpečnosti, ktorá je daná vzťahom.

$$K_K = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} \quad (69)$$

$$K_K = \frac{135,68}{1,622} = 83,65$$

Prierezový modul v ohybe:

Dovolené ohybové napätie pri použití materiálu 11 700 s $Re = 700$ a zvolenou bezpečnosťou $k = 1,5$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{700}{1,5} = 466 \text{ MPa} \quad (70)$$

Zvolený priemer čapu z pevnostnej podmienky ohybového namáhania :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot l \cdot \check{c}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_{Do} \quad (71)$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F \cdot l \cdot \check{c}}{\pi \cdot \sigma_{Dov}}}$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7455 \cdot 490}{\pi \cdot 700}}$$

$$d_{\check{c}} = 37,59 \text{ mm} - \text{volím priemer } \varnothing 50 \text{ mm}$$

Ohybové napätie na osi čapu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \quad (72)$$

$$\sigma_o = \frac{F \cdot \check{c}_2}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3}$$

$$\sigma_O = \frac{10\,554 \cdot \frac{330}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 50^3}$$

$$\sigma_O = 141,97 \text{ MPa}$$

Pevnostná podmienka pre ohyb čapu:

(73)

$$\sigma_O \leq \sigma_{DOV}$$

$$\frac{F_{\check{c}} \cdot \frac{l_{\check{c}}}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$\frac{10\,554 \cdot \frac{490}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 50^3} \leq \frac{700}{1,5}$$

$$141,97 \text{ MPa} < 466 \text{ MPa}$$

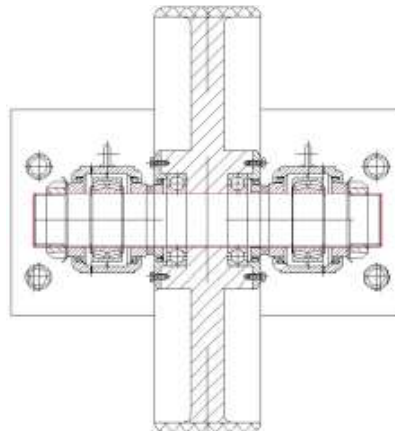
Vyhovuje !

Bezpečnosť nášho výstupného hriadeľa zaťaženého na krút vo zvolenom mieste výpočtu je 83,65. Na základe tohto výpočtu môžeme povedať, že hriadeľ vyhovuje v ťahu a bezpečnosť je väčšia než 1, takže tento hriadeľ môžeme použiť.

3.4 Výpočet radiálnych čapov nepoháňaných kladiek na ohyb :

Dovolené ohybové napätie pri použití materiálu 11 700 s $R_e = 700$ a zvolenou bezpečnosťou $k = 1,5$

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{700}{1,5} = 466 \text{ MPa} \quad (74)$$



Obr. 49 Uloženie hnanej kladky na čape za pomoci ložísk [vlastné spracovanie]

Zvolený priemer čapu z pevnostnej podmienky ohybového namáhania :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F\check{c} \cdot l\check{c}}{\frac{\pi}{32} d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_{D_o} \quad (75)$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F\check{c} \cdot l\check{c}}{\pi \cdot \sigma_{D_{ov}}}}$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10\,544 \cdot 330}{\pi \cdot 700}}$$

$$d_{\check{c}} = 32,95 \text{ Nm} - \text{volím priemer } \varnothing 50 \text{ mm}$$

Ohybové napätie na osi čapu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \quad (76)$$

$$\sigma_o = \frac{F\check{c} \cdot \frac{l\check{c}}{2}}{\frac{\pi}{32} d_{\check{c}}^3}$$

$$\sigma_o = \frac{10\,554 \cdot \frac{330}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 50^3}$$

$$\sigma_o = 141,97 \text{ MPa}$$

Pevnostná podmienka pre ohyb čapu:

(77)

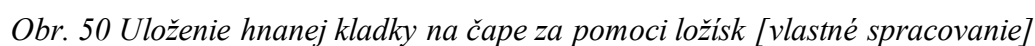
$$\sigma_o \leq \sigma_{D_{ov}}$$

$$\frac{F\check{c} \cdot \frac{l\check{c}}{2}}{\frac{\pi}{32} d_{\check{c}}^3} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$\frac{10\,554 \cdot \frac{330}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 50^3} \leq \frac{700}{1,5}$$

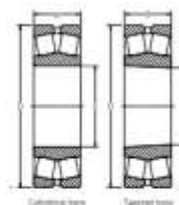
$$141,97 \text{ MPa} < 466 \text{ MPa}$$

Vyhovuje !



SKF Explorer
Sealed Spherical Roller Bearing
Series: B52-2310-2RS ~ B52-2224-2RS5
Size: 50 mm ~ 120 mm
1.9685 in ~ 4.7244 in

Series: B52-2308-2RS ~ 23044-2C55
Size: 40 mm ~ 220 mm
1.5748 in ~ 8.6614 in



Designation	Principal dimensions						Back-lead ratings				Speed ratings rpm	Mass			Calculation factors		
	Bore ϕ		Outside diameter ϕ	Width B		Dynamic C		Static C_0		kg		lb	a	V_1	V_2		
	mm	in		mm	in	N	lbf	N	lbf								
952-2210-00	90	3.5409	120	4.7233	45	1.7717	238 000	53 200	224 000	50 900	3 000	2.3	4.8	0.17	3.8	2	
952-2210-01	95	3.7402	122	4.7992	57	2.5572	260 000	58 400	240 000	52 900	2 800	2.9	5.0	0.20	4.4	2	
952-2210-02	90	3.5402	120	4.7243	53	2.0866	305 000	70 000	315 000	70 900	2 900	3.4	7.5	0.25	1.9	1	
952-2210-03	91	3.5827	120	4.7243	58	2.2871	357 000	80 200	340 000	80 900	2 400	4.2	9.2	0.26	1.8	2	
952-2210-04	93	3.7393	119	4.6860	60	2.3622	423 000	95 000	410 000	94 000	2 300	5.3	11.9	0.33	2.0	1	
952-2210-05	95	3.7402	126	4.9792	64	2.5197	462 000	103 800	415 000	106 900	2 200	6.5	14.3	0.35	1.9	1	

Obr. 51. Valčkové ložisko [27]

Rovnice základní trvanlivosti :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{p}\right)^p = \left(\frac{C}{F_{e0}}\right)^p \quad (78)$$

$$L_{10} = \left(\frac{224000}{3728} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 0,85 \times 10^6 \text{ cyklů}$$

Výpočet radiálních kuličkových ložisek

Tab. 2. Součinitele X , Y a X_0 , Y_0 pro radiální ložiska¹⁾

Druh ložiska	$\frac{F_a}{C_0}$	e	$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		$X_0^{2)}$	$Y_0^{2)}$
			X	Y	X	Y		
jednoduché kuličkové	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	0,6	0,5
	0,028	0,22				1,99		
	0,056	0,26				1,71		
	0,084	0,28				1,55		
	0,11	0,30				1,45		
	0,17	0,34				1,31		
	0,28	0,38				1,15		
	0,42	0,42				1,04		
	0,56	0,44	1,00					
jednoduché kuličkové s kosoúhlým stykem $\gamma = 26^\circ$		0,68	1	0	0,41	0,85	0,5	0,37
jednoduché válečkové a jehlové ²⁾	—				1	0	1	0
dvouřadé naklápací kuličkové	1,5 tg α	0,42 cotg α			0,65	0,65 cotg α		0,44 cotg α
dvouřadé soudečkové		0,45 cotg α			0,67	0,67 cotg α		
jednoduché kuželíkové		0			0,40	0,40 cotg α	0,5	0,22 cotg α

¹⁾ U jednosměrných a obousměrných axiálních ložisek je obvykle $F_r = 0$, takže F_a i $F_{e0} = F_a$.

²⁾ Hodnoty součinitelů X_0 a Y_0 u jednoduchých kuličkových a kuželíkových ložisek platí jen při $F_{e0} \neq F_r$; jinak se pro kontrolu F_{e0} uvažuje $F_{e0} = F_r$.

³⁾ U těchto ložisek musí být $F_a = 0$.

Tab. 1. Rotační součinitel V

Druh ložiska	Zatížení vnitřního kroužku	
	obvodové	bodové
Kuličkové jednoduché a dvouřadé, jednoduché s kosoúhlým stykem, válečkové, soudečkové a kuželíkové	1	1,2
Kuličkové dvouřadé naklápací	1	1

Obr. 52. Válečkové ložisko [28]

Ekvivalentné statické zaťaženie $F_r = F_c$:

$$F_{eo} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a < C_0 \quad (79)$$

$$F_{eo} = 1 \cdot \frac{7456}{2} + 0 \cdot F_a < C_0$$

$$F_{eo} = 3728 \text{ N} < 224\,000 \text{ N} - \text{Vyhovuje !}$$

Statická bezpečnosť S_o :

$$S_o = \left(\frac{C}{F_{eo}} \right) \quad (80)$$

$$S_o = \left(\frac{224000}{3728} \right)$$

$$S_o = 60,01$$

Potrebná statická bezpečnosť je buď rovná alebo vyššia ako hodnota $S_o = 1,5$ tj. ložisko vyhovuje.

Ekvivalentné dynamické zaťaženie kde $F_r = F_c$:

$$F_e = V \cdot X_o \cdot F_r + Y \cdot F_a < C \quad (81)$$

$$F_e = 1,2 \cdot 1 \cdot \frac{7456}{2} + 0 \cdot F_a < C$$

$$F_e = 4473,6 \text{ N} < 228\,000 \text{ N} - \text{Vyhovuje !}$$

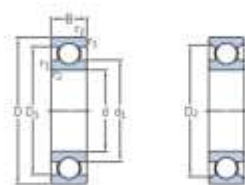
Základní trvanlivost' v hodinách :

$$L_h = \left(\frac{10^6}{3600 \cdot n} \right) \cdot \left(\frac{C}{F_{eo}} \right)^3 \quad (82)$$

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 9,43} \right) \cdot \left(\frac{228000}{4473,6} \right)^3$$

$$L_h = 23,39 \cdot 10^7 \text{ h} - \text{celková trvanlivost' ložiska v hodinách}$$

1.1 Single row deep groove ball bearings
d 50–55 mm



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
#	D	B	C	C ₀	P ₀	Reference speed	Limiting speed ¹⁾	kg	Bearing open or capped on both sides	capped on one side ²⁾
mm					kN	r/min				
50	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,47	• 6210-ZZ	6210-2
50	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,48	• 6210-2RZ	6210-2RZ
50	90	23	35,1	22,2	0,98	15 000	4 800	0,54	• 62210-2RS1	62210-2RS1
110	27	65	38	1,6	1,6	13 000	8 500	1,3	• 6310-M	6310-M
110	27	65	38	1,6	1,6	13 000	4 300	1,1	• 6310-2RSH	6310-RSH
110	27	65	38	1,6	1,6	13 000	8 500	1,1	• 6310	6310
110	27	65	38	1,6	1,6	13 000	6 700	1,1	• 6310-ZZ	6310-2
110	40	62,8	38	1,6	1,6	13 000	4 300	1,6	• 6310-2RS1	6310-2RS1
130	31	87,1	52	2,2	2,2	12 000	7 500	1,95	• 6410	6410

Obr. 53. Gul'ôčkové ložisko [27]

Rovnice základní trvanlivosti :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{C}{F_{eo}} \right)^p \quad (83)$$

$$L_{10} = \left(\frac{232000}{3728} \right)^3$$

$$L_{10} = 241\,011 \text{ h}$$

Ekvivalentné statické zaťaženie $F_r = F_{\check{c}}$:

$$F_{eo} = X_o.F_r + Y_o.F_a < C_o \quad (84)$$

$$F_{eo} = 1. \frac{7456}{2} + 0.F_a < C_o$$

$$F_{eo} = 3728 \text{ N} < 232\,000 \text{ N} - \text{Vyhovuje !}$$

Statická bezpečnosť S_o :

$$S_o = \left(\frac{C}{F_{eo}} \right) \quad (85)$$

$$S_o = \left(\frac{232000}{3728} \right)$$

$$S_o = 62,23$$

Potrebná statická bezpečnosť je buď rovná alebo vyššia ako hodnota $S_o = 1,5$ tj. ložisko vyhovuje.

Ekvivalentné dynamické zaťaženie kde $F_r = F_{\check{c}}$:

$$F_e = V.X_o.F_r + Y.F_a < C \quad (86)$$

$$F_e = 1,2.1. \frac{7456}{2} + 0.F_a < C$$

$$F_e = 4474 \text{ N} < 232\,000 \text{ N} - \text{Vyhovuje !}$$

Základní trvanlivost' v hodinách :

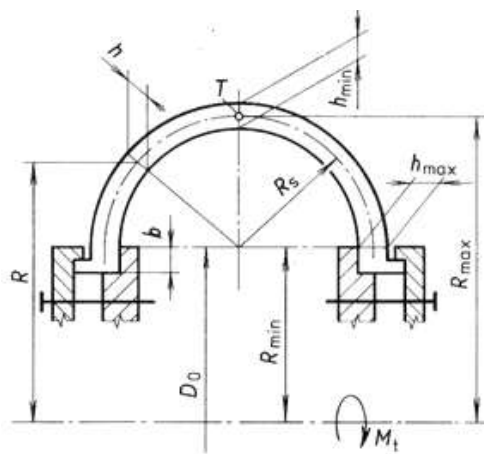
$$L_h = \left(\frac{10^6}{3600.n} \right) \cdot \left(\frac{C}{F_{eo}} \right)^3 \quad (87)$$

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60.9,43} \right) \cdot \left(\frac{232000}{4474} \right)^3$$

$$L_h = 24,6.10^7 \text{ h} - \text{celková trvanlivost' ložiska v hodinách}$$

3.6 Kontrola zvolenej pružnej obrúčovej spojky PERIFLEX

Prenos výkonu z prevodovky na kladky a z kladiek na bubon bude realizovaný pomocou pružnej spojky. Rozhodol som sa využiť pružnú spojku pre vyrovnávanie, ako pre nesúosovosť, tak aj vzájomnú šancu na riadenie a v poslednom rade rázy spôsobené prevádzkou.



Obr.54 Obručová spojka Periflex – [vlastné spracovanie]

Šmykové napätie od točivého momentu :

$$\tau = \tau_{max} = \frac{T}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot R_s^2} \leq 0,1 \approx 0,2 \text{ MPa} \quad (88)$$

$$\tau = \tau_{max} = \frac{25}{2 \cdot \pi \cdot 11 \cdot 25^2}$$

$$\tau = \tau_{max} = 5,78 \cdot 10^{-4} \text{ MPa} < 0,1 \text{ MPa} - \text{Vyhovuje !}$$

Ťahové napätie z odstredivej sily :

$$\sigma_t = \frac{\rho \cdot v^2}{g} \leq 0,5 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$\sigma_t = \frac{1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,523^2}{9,81}$$

$$\sigma_t = 4,18 \cdot 10^{-4} < 0,5 \text{ MPa} - \text{Vyhovuje !}$$

Tlak v mieste upevnenia :

$$T = N \cdot f \cdot \frac{D_0 - b}{2} \leq P_{max} \quad (88)$$

$$T = 20580 \cdot 0,9 \cdot \frac{200 - 18}{2 \cdot 10^6}$$

$$T = 1,68 \text{ MPa} < 2 \text{ MPa} - \text{Vyhovuje !}$$

f- súčiniteľ trenia kov – pryž = 0,9

k_p – bezpečnosť proti preklzu = 3

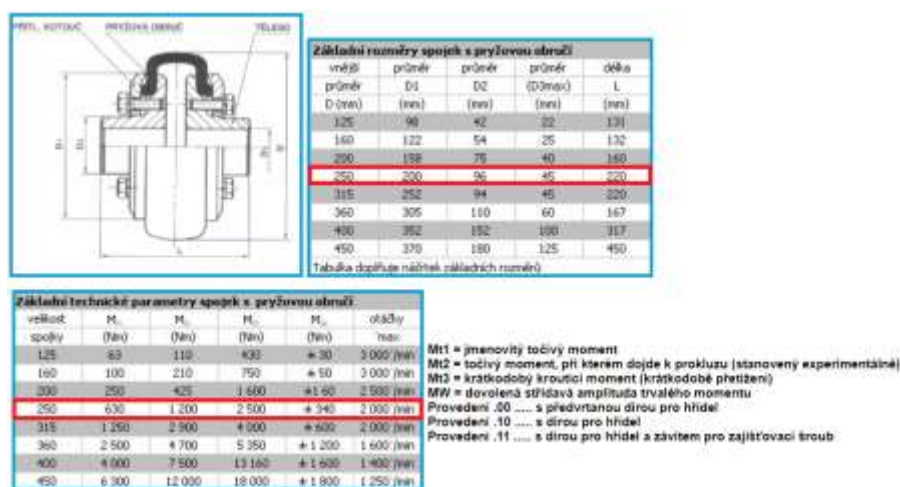
p – tlak na skrutky = 2 MPa

Predpísaný ťahovací moment pre skrutky :

$$N = \pi \cdot p \cdot (D_o - b) \cdot b \quad (89)$$

$$N = \frac{\pi \cdot 2 \cdot (200 - 18) \cdot 18}{1000}$$

$$N = 20,58 \text{ Nm}$$



Obr.50 Obručová spojka Periflex [29]

Minimálna bezpečnosť spojky pre prenos krútiaceho momentu je podľa zvoleného katalógu.

Bezpečnosť k_{min} = 1,5 spojky vypočítam, ako:

$$k = \frac{M_{\max}}{M_k} \quad (90)$$

$$k = \frac{2500}{39,81} = 62,79 - \text{spojka vyhovuje!}$$

Ekonomické posúdenie

Ak zoberieme do úvahy ekonomické hľadisko, tak čo sa týka celkového pohonu je riešený dosť jednoduchým spôsobom, ktorý sa využíva často aj v praxi. Je to vlastne pohon za pomoci jednoduchého asynchrónneho elektromotora s kotvou na krátko, do prevádzaný kužeľo- čelnou prevodovkou spolu s pružnou spojkou, ktorá sa snaží tlmiť všetky typy namáhania. Tento spôsob sa vyžíva najmä pre odvaľovanie spôsob a nevznikajú tam žiadne zložité prvky, ako sú reťaze, remene alebo i ozubení. Kladky sa prevažne pogumovávajú kvôli lepšiemu uvedeniu stroja do pohybu. Nevýhodou je iba zmena pogumovaných dielcov, ak sa zvolia kladky bez pogumovania, tak žiadne náročné opravy sa nebudú konať.

Tento variant spĺňa dostatočnú cenovú dostupnosť na trhu. Z ekonomického hľadiska mi príde produkt s týmto riešením výhodný a to najmä, ak sa potrebuje využiť týmto spôsobom na 3 a viac frakcií pri použití i predošlých strojov, ako sú drviče a podobne. Spolu s ďalšími strojmi vytvárajú celok, ktorý nie je moc drahý. Kladky sa poprípade môžu nahradiť aj pneumatikami vid'. Obr. 9.

Finančne sa toto usporiadanie resp. projekcia a konštrukcia rotačného bubnového triediča oplatí, pretože sa vsádza na jeho malú poruchovosť, dlhodobú trvácnosť a po určitom čase aj dostatočný návrat investície zo zakúpeného produktu.

Technická správa :

Riešením tejto diplomovej práce bolo navrhnuť bubnový separátor a zmeniť súčasný stav tj. Pohon za pomoci priameho hriadeľa na pohon za pomoci kladiek. Stroj bol navrhnutý s určitými požiadavkami , ktoré boli súčasťou zadania. Separátor bude pracovať v prašnom prostredí , kde bude triediť materiál do troch frakcií podľa vopred stanovených podmienok.

Triedič je sklonený pod uhlom 3° s priemerom 1m a s dĺžkou 3,7m a s maximálnymi otáčkami stanovenými na 10 ot/min. Bubon je vytvorený z dierovaného plechu veľkostí 0-8mm, 8-16mm, 16 a viac mm. Je vystužený plochými výstuhami z pásových obdĺžnikových ktoré sú uchytené na bubnu z vnútornej strany. Na bubnu sa nachádzajú aj pomocné obruče , ktoré slúžia na vytvorenie pohybu celého stroja za pomoci trecieho prevodu kladiek. Triediace sýta sú z hornej strany oplechované aby nedochádzalo k nepríjemnému vymršteniu materiálu do okolitého priestoru a k týmto oplechovaniam sú navarené i výsypky pre rôzne typy frakcie.

Dodávku materiálu do stroja bude zabezpečovať násypka a prepád cez koncový bubon bude prepadávať za pomoci výsypky na ďalšie spracovanie vytriedeného materiálu.

Konštrukcia stroja bude vyhotovená za pomoci I profilu ako i štvorcových profilov navarených sa seba. Existujúci rám bude zrušený. Násypku ako i výsypky sú podoprené profilmi , ktoré budú demontovateľné pri konštrukcii. Pohon stroja bude zabezpečovať elektro prevodovka s výkonom 3kW. S elektro prevodovkou bude spolupracovať aj pružná spojka Periflex , ktorá bude tlmiť rázy jak od konštrukcie tak i od celkového stroja.

Bubon bude ležať na 4 kladkách a 4 podperách, ktoré sú riešené ako ložiskové domčeky a zároveň kladky to všetko budú poháňať. 2 z kladiek budú hnacie a 2 hnané . Hnacie majú byť spojené s hriadeľom, na ktorom sú uchytené kladky tesnými perami. Na strane druhej hnanej budú kladky uložené voľne v ložiskových domčekoch ako i v ložiskách guľôčkových.

Zosunutí bubnu bude brániť prídržná kladka , ktorá s využitím privareného plechu zabráni zosunutiu stroja v axiálnom smere.

Všetky podrobnosti konštrukcie sú vyhľadateľné v technické dokumentácií.

Materiál a tomu veci podobné sú taktiež súčasťou kusovníkov v tech. dokumentácií.

Z dôvodu dôvodu obmedzených transportných možnostiach bude stroj skompletovaný až na mieste inštalácie.

ZÁVER

Konečným cieľom tejto diplomovej práce bolo použiť princíp štyroch nosných kladiek, ktoré poháňajú a zároveň podopierajú za pomoci obručí rotačný bubnový triedič. V tejto práci je vytvorená základná rešeršná časť. Spočíva najmä v opise základných typov a druhov rotačných bubnových triedičov. Tieto druhy poukazujú na to, ako môže byť bubnový triedič skonštruovaný a aké typy sa využívajú aj v reálnej praxi. Rešeršná časť končí vybraným variantom riešenia, ktorý je založený, ako už bolo vyššie spomenuté na princípe 4 kladiek. Táto diplomová práca sa zaoberá prípadom z praxe, ktorým je triedenie štrkopiesku na 3 frakcie.

Bubon je súčasťou ocelevej konštrukcie do ktorej je patrične vsadený. Nasleduje kapitola, ktorá obsahuje všetky potrebné výpočty a najmä kontrolu poháňacieho elektromotora na rozbeh s podmienkou preklzu. Pri tomto návrhu boli zvolené časti ako elektromotor, kužeľo-čelná prevodovka a pružná spojka, ktoré boli zvolené z katalógu výrobcov. Neskôr boli vypočítané aj pevnostné výpočty pre celkovú konštrukciu bubna. Zistené boli aj celkové sily pri zaťažení na kladke, ako aj rozklad síl na bubne. Za pomoci tohto rozkladu sme navrhli elektromotor, prevodovku a ďalšie súčasti. Po zvážení celej konštrukcie, hlavne čo sa týka použitia kladiek v kombinácii s celkovou konštrukciou bubna sa dbalo najmä na to, aby to bolo účinné. Boli zvolené 4 kladky, z ktorých boli 2 z nich hnané a 2 hnacie. Hnané sú poháňané elektromotorom cez hriadeľ spájajúci oba poháňané kladky na strane. Spolu s prevodovkou a pružnou spojkou tvoria celok, ktorý je ukončený voľným presypom na konci bubna.

Posledným krokom bolo vytvorenie 3D modelu v programe Autodesk Inventor Professional a následné spracovanie výkresov do 2D formy prostredníctvom programu AutoCad, kde boli vytvorené všetky typy výkresov od celkovej zostavy, ako aj zostavy pohonu a kompletnej zostavy zverenia.

Všetky potrebné dokumenty sú poskytnuté v prílohách tejto práce.

ZOZNAM POUŽITÉJ LITERATURY

- [1] – Briantov tyčový rošt– Hornické skripta [online]. 2020. [cit. 2020-04-18]. Dostupné z : http://podzemi.solvayovylomy.cz/prirucka/up_uhli/04.htm
- [2] – Borgmannov – Emdeuv rošt – ZENO org. [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z : <http://www.zeno.org/Meyers-1905/B/Aufbereitung>
- [3]- Radenie sít za sebou – Konstrukce modelového zařízení pro velikostní selekci bižuterných kamenů, str.21 [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z : <http://www.dspace.tul.cz>
- [4]- Radenie sít sériovo - Konstrukce modelového zařízení pro velikostní selekci bižuterných kamenů, str.22 [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z : <http://www.dspace.tul.cz>
- [5]-Rotačný triedič – Malcom CZ s.r.o [online].2020 [cit.2020-04-18]. Dostupné z: <https://www.malcomcz.eu/l-3000-mini>
- [6]- Schéma rotačního bubnového triediča – Rieger, František, Václav Novák a Tomáš Jirout . hydromechanické procesy II , Praha : Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03302-3. [cit. 2020-04-18].
- [7]- Kotúčové triediace síto, Odes s.r.o, [online]. 2020 [cit.2020-04-18]. Dostupné z : <http://www.odes.cz/galerie/tridice/hvezdicove-tridici-sito>
- [8] – Princíp fungovania kotúčového triediaceho síta – Linka na třídění odpadu a biomasy pro jejich následné zpracování. Martin Tauer – Bakalářská práce , Praha 2018 [cit.2020-04-18]. Dostupné: <https://pdfs.semanticscholar.org/9b59/9d6745832a467eedbbf3bd9239500044ca.pdf>
- [9]–Vibračný triedič – Stroje Bazos - [online].2020 [cit.2020-04-18]. Dostupné z: <https://stroje.bazos.sk/inzerat/106903139/Vibracna-triedicka-Traserscreen-DB-40.php>
- [10]–Schéma vibračního triediča OCHODEK, Tadeáš, Jan KOLONIČNÝ a Pavel JANÁSEK. Potenciál biomasy, druhy, bilance a vlastnosti paliv z biomasy [online]. [cit. 2020-04-18]. Dostupné : https://biom.cz/upload/6e01d6d4c4835ec93cda508772f3bf6e/potencial_biomasy_druhy_bilance_a_vlastnosti_paliv_z_biomasy.pdf
- [11]- Schéma balistického separátoru – Tinsley Company, Ballistic separators [online]. [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <https://www.tinsleycompany.com/recycling/ballistic-separators/>
- [12] –Balistický triedič– Veletrhy Brno a.s [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z : <https://www.bvv.cz/urbis-invest/aktuality/kompletni-sortiment-stroju-a-zarizeni-na1/>
- [13] – Princíp fungovania kotúčového triediaceho síta ; Bubnový magnet č.1, č.2 ; Bubnový magnet s krytováním; Magnetický hnací válec; Závěsný pásový separátor; Bloková magnet -

Linka na třídění odpadu a biomasy pro jejich následné zpracování. Martin Tauer – Bakalářská práce , Praha [online] 2020 [cit.2020-04-18]

Dostupné:<https://pdfs.semanticscholar.org/9b59/9d6745832a467eedbbf3bd9239500044ca.pdf>

[14] – Separátor využívající vířivé prúdy; NIR optický triediaci systém - GUŠTARA, Dominik. Efektivní návrh a provoz třídící linky jako prvek komplexního odpadového řetězce. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.

[15] – Bratney Companies, Laboratory seed cleaners - GUŠTARA, Dominik. Efektivní návrh a provoz třídící linky jako prvek komplexního odpadového řetězce. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.

[16] - *Gravitačný separátor CIMBRIA HEID* - GUŠTARA, Dominik. Efektivní návrh a provoz třídící linky jako prvek komplexního odpadového řetězce. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.

[17]- Schéma rotačního bubnového triediča s pohonom za pomoci hriadeľa - Henan Kuangyan Heavy Industry Machinery Co.Ltd [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: <http://hnkyzg.en.hisupplier.com/product-1707895-Henan-trommel-screen-with-attractive-price.html>

[17]- Rotačný bubnový triedič poháňaný priamo za pomoci hriadeľa - Henan Kuangyan Heavy Industry Machinery Co.Ltd [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z:

[18]- Rotačný bubnový triedič poháňaný priamo za pomoci hriadeľa – NER GROUP CO.,LIMITED - Yantai Bonway Manufacturer Co.,Ltd [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné:<https://www.bonwaygroup.com/applications/gear-reducer-used-in-rotary-screen-machine>

[19]- Schéma rotačního bubnového triediča, pohon remeňovým prevodom s využitím nosného hriadeľa - Henan Kuangyan Heavy Industry Machinery Co.Ltd [online]. 2020 [cit. 2020-04-18].Dostupné:<http://g02.s.alicdn.com/kf/HTB1jQzNFVXXXXX2XVXXq6xXFXXXS/206035638/HTB1jQzNFVXXXXX2XVXXq6xXFXXXS.jpg>

[20]- Rotačný bubnový triedič, pohon reťazovým prevodom s využitím nosného hriadeľa- Henan Zhengzhon Mining Machinery Co.Ltd [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: <http://www.zkcomp.com/Screening/716.html>

[21]- Rotačný bubnový triedič . pohon za pomoci kladiek resp. pneumatík – Pinterest Co.Ltd [online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: <https://cz.pinterest.com/beltsBetty/trommel-screen/?autologin=true>

- [22] – Súčinitele trenia pre rôzne typy povrchov .[online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3113191/>
- [23] – Rameno valivého odporu.[online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: <https://www.converter.cz/tabulky/valive-treni-htm>
- [24] – Súčiniteľ vlečného trenia /adheze/ 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z : VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 432 s. ISBN 80-239-00242.
- [25] – Materiál styčných plôch 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: J.Kunz Technická mechanika, skripta FJFI ČVUT, 1993
- [26] – Elektro prevodovka SEW EURODRIVE.[online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: https://www.seweurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ
- [27] – SKF bearing and mounting products .[online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/tcm:12-314117/0901d196807026e8-100700_SKF_bearings_and_mounted_products_2018_tcm_12-314117.pdf
- [28] – Výpočet ložísek .[online]. 2020 [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/~dolezi/SPS/2_rocnik/SPS_Vypocet_lozisek.pdf
- [29] – Pružná spojka periflex. – Kovopohony.cz [online]. 2020 [cit.2020-04-18]. Dostupné z: <http://www.kovopohony.cz/index.php?s=kontakt>

Literatúra

- JASAŇ, V. : Teória dopravných a manipulačných zariadení. Bratislava : ALFA Bratislava, 1983
- JASAŇ, V. : Teória a stavba dopravníkov. Bratislava: ALFA Bratislava, 1984
- CVEKL, Z., JÁNOVSKÝ, L., PODIVÍNSKÝ, V., TALACKO, J. : Teorie dopravních a manipulačných zařízení. Praha: ČVUT Praha, 1984.
- CVEKL, Z., DRAŽAN, F., a kol. : Teoretické základy transportních zařízení. Praha: SNTL/ALFA PRAHA, 1976
- Platné normy v oblasti dopravných a manipulačných zařízení. Technické normy ČSN ISO Zařízení pro plynulou dopravu nákladů –Výpočet výkonu a sil, březen 1994.
- [14]- KALÁB K.: Části a mechanizmy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů. Skripta VŠB – TU Ostrava, Evidenční středisko VŠB-TUO Ostrava, 2008 Ostrava, ISBN 978-80-248-1290-8
- KALÁB K. : Části a mechanizmy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Skripta VŠB – TU Ostrava, Evidenční středisko VŠB-TUO Ostrava, 2007 Ostrava, ISBN 978-80-248-1290-8
- DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K.: Manipulace s materiálem. Praha: SNTL/ALFA, 1979

NOVOTNÝ, J., PODIVÍNSKÝ V.: Podklady pro konstrukční cvičení z transportních zařízení.
Skriptum Praha: ČVUT Praha, 1974

ZEGZULKA, J.: Mechanika sypkých hmot, Ostrava : VŠB-TUO, 2004, ISBN 80-248-0699-9

Firemní literatura, katalogy výrobců

RIEGERR, FRANTIŠEK, VÁCLAV NOVÁK a TOMÁŠ JIROUT . hydromechanické procesy
II , Praha : Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03302-3.